

Simulationsbasierte Analyse der Einflussfaktoren auf Betriebszahlen von Wärmepumpenanlagen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Philipp Perrin

aus: Karlsruhe

eingereicht am: 03.01.2012

mündliche Prüfung am: 19.12.2012

Referenten: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Prof. Dr.-Ing. Stephan Kabelac

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay

2013

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner dreijährigen Tätigkeit als Doktorand in der zentralen Forschung der Robert Bosch GmbH. Dort gilt mein besonderer Dank Dr.-Ing. Peter Horstmann für die ausgezeichnete fachliche Betreuung meiner Arbeit sowie Dr.-Ing. Pedro da Silva für das Bereitstellen optimaler Arbeitsbedingungen und die Förderung meiner persönlichen Weiterentwicklung. Des Weiteren danke ich meinem ehemaligen Kollegen Dr.-Ing. Tobias Raff für die wertvollen Diskussionen während unserer Fahrgemeinschaft sowie meinen übrigen Kollegen, die zu einer angenehmen und produktiven Arbeitsatmosphäre beigetragen haben. Besondere Unterstützung fand ich auch bei anderen Doktoranden der Robert Bosch GmbH. Ihnen danke ich ebenfalls für den fachlichen Austausch und einen leichteren Start in einer fremden Stadt.

Mein herzlicher Dank für die akademische Betreuung der Arbeit gilt Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler, Leiter des Instituts für Thermodynamik der TU Braunschweig. Er nahm sich stets viel Zeit für meine Fragen und gab in den entscheidenden Momenten, dank seiner großen Erfahrung, die richtige Richtung vor. Des Weiteren möchte ich Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff sowie der TLK GmbH für die Unterstützung bei der Ausarbeitung des Wärmepumpenmodells danken. Dem gesamten Institut danke ich für die herzliche Aufnahme während meiner Besuche in Braunschweig. Schließlich bedanke ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Stephan Kabelac, Leiter des Instituts für Thermodynamik der Leibniz Universität Hannover, für die Übernahme des Korreferats.

Schlussendlich möchte ich meiner Familie und besonders meiner Lebensgefährtin, Katharina Schmidt, für ihren Rückhalt und die formale Korrektur meiner Arbeit danken.

Rückblickend kann ich behaupten, dass es Zeiten gab, in denen ein hoher persönlicher und zeitlicher Einsatz von Nöten war um die Arbeit voranzutreiben. Ich empfand die Ausarbeitung der Dissertation jedoch nie als Belastung, denn sie hat mir stets viel Spass gemacht.

Vielen Dank an alle, die zum Gelingen beigetragen haben.

Stuttgart, im Oktober 2013

Philipp Perrin

Kurzfassung

Dissertation: „Simulationsbasierte Analyse der Einflussfaktoren auf Betriebszahlen von Wärmepumpenanlagen“

Betriebszahlen wie Jahresarbeitszahl und elektrischer beziehungsweise thermischer Energieverbrauch einer Wärmepumpenanlage für den privaten Gebäudesektor sind abhängig von einer Vielzahl von Parametern. Handelsübliche Wärmepumpen erreichen auf dem Prüfstand noch eine vergleichbare Effizienz, weisen jedoch bei den Arbeitszahlen im Feld große Unterschiede auf. Diese große Streuung lässt sich nicht allein durch variierende Anlagentechnik und klimatische Randbedingungen erklären, auch das Verhalten von Planer, Installateur und Nutzer spielt eine wichtige Rolle.

Durch systematische und ganzheitliche Variation der Simulationsparameter können vergleichbare Bedingungen wie in einer Feldmessung geschaffen werden. Damit sind Einfluss von Hersteller, Planer/Installateur und Nutzer erstmals berechenbar. Die Analyse all dieser Faktoren in der vorliegenden Arbeit zeigt, dass sie sich gleichermaßen auf die Betriebsweise von Wärmepumpenanlagen auswirken. Allein effiziente Geräte zu installieren reicht nicht aus, um hohe Arbeitszahlen im Feld erzielen zu können. Jede Anlage muss zusätzlich gründlich geplant und installiert werden. Darüber hinaus sollte der Nutzer für eine effiziente Betriebsweise der Wärmepumpe sensibilisiert werden.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen der Systemsimulation können Maßnahmen zur Optimierung des Gesamtsystems abgeleitet werden. Großes Optimierungspotential wurde vor allem bei der Trinkwasserbereitung identifiziert. Aufgrund der steigenden Qualität im Bereich der Gebäudeisolation ist zu erwarten, dass in Zukunft der Bedarf an Heizenergie stetig sinkt, wodurch eine effizientere Trinkwasserbereitung an Bedeutung gewinnt. Daher werden in dieser Arbeit ein Optimierungsalgorithmus zur Reduktion der Trinkwasserspeichertemperatur vorgestellt und dessen Auswirkungen auf das Gesamtsystem analysiert.

Des Weiteren wird die Bedeutung einer gründlichen Auslegung der Wärmepumpenanlage dargestellt. Durch den Einsatz von leistungsgeregelten Komponenten wird die Dimensionierung wesentlich vereinfacht, was wiederum deutlich zur Qualitätssteigerung beiträgt. In Hinsicht auf minimale jährliche Kosten werden daher zunächst die Drehzahlen von Kompressor, Sole- und Ladepumpe in stationären Betriebspunkten optimiert. Im Anschluss daran werden Regelstrategien für die Komponenten in der Systemsimulation implementiert und das daraus resultierende, jährliche Einsparpotential des Gesamtsystems beurteilt.

Abstract

Dissertation: „Simulation based analysis of factors influencing the operating numbers of heat pump systems“

The operating numbers like seasonal performance factor and electrical or thermal energy consumption of domestic heat pump systems depend on numerous influencing factors. While the heat pump devices achieve similar performance factors measured under laboratory conditions, the metered efficiencies in a field test considerable differ. This variation of performance during field tests can not only be explained by different types of heating installation or varying climate conditions, but moreover installation planner, plumber and user play a major roll.

With a schematic and integral variation of simulation parameter a comparable environment to field measurements could be realised. Therewith for the first time the influence of manufacturer, installation planer/plumber and user is calculable. The analysis of all this factors in the presented work shows, that each influencing factor has a related impact on the system behaviour. It is not only sufficient to install a heat pump with high efficiency to reach above average seasonal performance factors, besides the plant has to be planned and installed properly. Moreover the user should be sensitized to run the heat pump device suitably.

From the simulation results measures could be developed to optimize the total system efficiency. The preparation of domestic hot water is identified as weak point of the heat pump system. Because of rising quality in building isolation, a decrease of required heating energy is expected in future; hence an efficient way of domestic hot water preparation becomes decedent for a high seasonal performance factor. This work presents an optimization algorithm for reducing the hot water storage temperature; furthermore the impact on the entire system is evaluated.

In addition the impact of a solid dimensioning of the heating installation is lined out. By using power regulated components the dimensioning can be simplified considerably, hence the quality of the heating installation is increased. With respect to minimal yearly costs the power of compressor, brine pump and load pump is optimized in stationary operating points. From these results a control strategy for the components of the system simulation is developed and possible savings are predicted.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Der Heizungsmarkt	1
1.2	Stand der Technik	2
1.3	Ziele der Arbeit	4
1.4	Inhalt der Arbeit	5
2	Grundlagen	7
2.1	Basiskomponenten	7
2.1.1	Die Wärmequelle	8
2.1.2	Der Kreisprozess einer Wärmepumpe	10
2.1.3	Die Speicherung der thermischen Energie	13
2.1.4	Die Wärmeabgabesysteme	14
2.1.5	Die Wasserpumpen	15
2.1.6	Der Systemregler	16
2.2	Auslegung von Wärmepumpenanlagen	17
2.3	Die wichtigsten Kennzahlen	18
2.3.1	Definition des Coefficient of Performance	18
2.3.2	Definition der Arbeitszahl	19
2.4	Wirtschaftlichkeitsberechnung	22
3	Wärmepumpen im Feld	23
3.1	Fraunhofer ISE - Wärmepumpen Effizienz	23
3.2	Fraunhofer ISE - Feldmessung Wärmepumpen im Gebäudebestand	26
3.3	Schweizer Bundesamt für Energie - Feldanalyse von Wärmepumpen- anlagen	27
3.4	Interpretation der Ergebnisse	28
3.4.1	Bewertung der Jahresarbeitszahl	28
3.4.2	Streuung der Arbeitszahl	29
3.4.3	Betriebsverhalten ausgewählter Anlagen	31

3.4.4	Ansätze zur Verbesserung der mittleren Arbeitszahl	33
4	Modellbildung	35
4.1	Einführung in die Modellbibliothek	35
4.2	Randbedingungen	36
4.2.1	Nutzerverhalten	36
4.2.2	Wetterdaten	37
4.3	Modellierung Anlagentechnik	37
4.3.1	Erdsonde	38
4.3.2	Physikalisch modellierte Wärmepumpe	40
4.3.3	Kennlinienmodell der Wärmepumpe	41
4.3.4	Speicher	42
4.3.5	Wärmeverteilung	43
4.3.6	Trinkwasserzapfung	44
4.3.7	Regler	44
4.3.8	Hydraulische Komponenten	45
4.4	Modellierung Gebäude	46
4.5	Validierung des Gesamtmodells	47
5	Variation der Einflussfaktoren auf Wärmepumpenanlagen	53
5.1	Einflussfaktoren auf das Systemverhalten	53
5.2	Simulationsrandbedingungen - EFHD	54
5.2.1	Fixe Randbedingungen	54
5.2.2	Variable Randbedingungen	56
5.3	Auswertung der Einzelanlage - EFHD _{MsUsPs}	60
5.3.1	Energiefluss des Gesamtsystems - EFHD _{MsUsPs}	61
5.3.2	Auslastung der Wärmepumpenanlage - EFHD _{MsUsPs}	62
5.3.3	Jahresarbeitszahl - EFHD _{MsUsPs}	63
5.4	Auswertung des Anlagenparks - EFHD	65
5.4.1	Jahresarbeitszahl - EFHD	65
5.4.2	Thermischer Energieverbrauch - EFHD	68
5.4.3	Elektrischer Energieverbrauch - EFHD	69
5.4.4	Jahreskosten - EFHD	71
5.4.5	Relative Abhängigkeiten - EFHD	75
5.5	Simulationsergebnisse - EFHN	77
5.6	Einordnung der Simulationsergebnisse	78

6 Optimierung der Trinkwasseraufbereitung	81
6.1 Optimierungsalgorithmus	82
6.2 Simulationsergebnisse mit optimierter Trinkwarmwasserregelung .	85
6.2.1 Auswirkung der optimierten Trinkwarmwasserregelung auf das Trinkwassersystem	86
6.2.2 Auswirkung der optimierten Trinkwarmwasserregelung auf das Gesamtsystem	86
7 Einfluss drehzahl geregelter Komponenten auf das Systemverhalten	93
7.1 Gesamtkosten des Ersatzmodells	93
7.2 Optimierungs-Algorithmus	94
7.3 Drehzahl geregeltes Wärmepumpenmodell	95
7.4 Optimierung stationärer Betriebspunkte	96
7.4.1 Sensitivitätsanalyse	96
7.4.2 Minimale Kosten bei variierenden Temperaturen	97
7.4.3 Maximale Effizienz bei variierenden Temperaturen	101
7.5 Simulation mit optimierter Leistungsregelung	101
7.5.1 Regelstrategie	101
7.5.2 Auswirkungen der optimierten Leistungsregelung auf das Gesamtsystem	103
8 Zusammenfassung und Ausblick	109
8.1 Zusammenfassung	109
8.2 Ausblick	111
Literaturverzeichnis	113
Nomenklatur	119
A Anhang	125
A.1 Simulationsergebnisse - EFHN	125
A.1.1 Simulationsrandbedingungen - EFHN	125
A.1.2 Auswertung Einzelanlage - $EFHN_{MsUsPs}$	126
A.1.3 Auswertung Anlagenpark - EFHN	127
A.2 Direkte Nutzung von Trinkwarmwasser in Haushaltsgeräten	132

Kapitel 1

Einleitung

Obwohl die Wärmepumpe erst wieder in aller Munde ist, ist ihre Technik bereits seit fast 200 Jahren bekannt. 1824 veröffentlichte der Franzose Nicolas Carnot das grundsätzliche Prinzip der Wärmepumpe, bereits 10 Jahre später wurde die erste Kompressionskältemaschine von einem Amerikaner, Jacob Perkins, gebaut. Bis heute hat sich der prinzipielle Aufbau der Wärmepumpe kaum verändert. Wesentlich weiterentwickelt haben sich hingegen die Gebäude, die Anlagentechnik und die gesetzlichen Rahmenbedingungen.

In Deutschland werden derzeit ca. 28 % der Primärenergie zur Raumklimatisierung im privaten Gebäudesektor aufgewendet. Um einen wichtigen Beitrag zur Erfüllung der Klimaziele leisten zu können, wurde deshalb vor allem an der Reduktion der benötigten Heizenergie durch moderne Dämmung geforscht. Daraus resultieren Gebäude, die nur noch Bruchteile der Heizenergie alter Gebäude benötigen. Des Weiteren nimmt die Komplexität der Anlagentechnik enorm zu. Konnte früher noch von einem Wärmeerzeuger mit einfacher Anlagentechnik aus gegangen werden, sollen heute oft mehrere Energieerzeuger, wie zum Beispiel eine Wärmepumpe mit Solarthermie- oder Photovoltaikanlage, effizient geregelt werden. Darüber hinaus müssen gesetzliche Vorgaben erfüllt werden, um staatliche Förderungen zu erhalten. In diesem neuen Umfeld muss sich die Wärmepumpe behaupten, um auch in Zukunft für eine effiziente Gebäudeklimatisierung sorgen zu können und damit wettbewerbsfähig gegenüber alternativen Heiztechniken zu sein.

1.1 Der Heizungsmarkt

Nach einer Schätzung des „Bundesindustrieverband Deutschland Haus-, Energie- und Umwelttechnik e.V.“, basierend auf einer Erhebung des Schornsteinfeger-

handwerkes, waren im Jahr 2008 bundesweit rund 17,8 Mio. Wärmeerzeuger im Bestand, darunter etwa 0,3 Mio. Wärmepumpen [22].

Eine weitere Studie besagt, dass in Deutschland alle acht Minuten eine Wärmepumpe installiert wird [46]. Diese Zahl ist beachtlich, wenngleich der prozentuale Anteil der verkauften Wärmepumpen, gemessen am gesamten Marktvolumen in Deutschland, eine eher untergeordnete Rolle spielt. Im Jahr 2009 wurden in Deutschland insgesamt 638 000 Wärmeerzeuger neu installiert. Der größte Anteil der verkauften Geräte entfällt dabei auf die Gas-Brennwert-Technik mit 51,8 %. Die Öl-Brennwert-Technik kommt auf einen Wert von 11,3 %. Auch wenn der Anteil der Niedertemperatur-Heizkessel insgesamt rückläufig ist, so bestehen noch immer 17,1 % der verkauften Geräte aus Gas-Heizwert-Kesseln und 6,9 % aus Öl-Heizwert-Kesseln. Der Anteil an Festbrennstoff-Kesseln betrug 4,3 %. Folglich lag der Anteil an verkauften Wärmepumpen im Jahr 2009 bei 8,6 %, wobei 44,6 % davon Luft als Wärmequelle nutzen [22].

Gemessen an verkauften Einheiten sind europaweit, neben Deutschland, Schweden und Frankreich die wichtigsten Märkte für Wärmepumpen. Dabei kann ein klarer Zusammenhang zwischen finanzieller staatlicher Unterstützung und dem Marktanteil von Wärmepumpen festgestellt werden. In Skandinavischen Ländern, mit einer weitreichenden staatlichen Förderung, beträgt der Marktanteil von Wärmepumpen bis zu 75 %.

1.2 Stand der Technik

Die vorliegende Arbeit tangiert zwei Forschungsbereiche. Zum Einen die systematische Analyse der Betriebszahlen von Wärmepumpenanlagen und zum Anderen deren Optimierung. Unter Betriebszahlen werden hierbei Indikatoren verstanden, durch die das Verhalten von Wärmepumpenanlagen klassifiziert werden kann. Dazu zählen Effizienz, Energieverbrauch sowie das Betriebsverhalten.

Die systematische Analyse der Betriebszahlen von Wärmepumpenanlagen erfolgte bisher nur anhand von Feldmessungen. In den letzten Jahren wurde eine Vielzahl von Untersuchungen veröffentlicht. Ergebnisse der drei größten, statistisch belastbaren Analysen mit insgesamt 186 untersuchten Sole/Wasser-Anlagen werden in Kapitel 3 ausführlich vorgestellt und interpretiert.

Die veröffentlichten Ansätze zur Steigerung der Effizienz einer Wärmepumpenanlage fokussieren hierbei neue Methoden zur Systemregelung und den Einsatz drehzahl geregelter Komponenten. Mit einer weiterentwickelten Systemregelung wird versucht, die auf das Heizsystem zu übertragende thermische Ener-

gie zu reduzieren. Durch den Einsatz drehzahl geregelter Komponenten sollen Sole/Wasser-Wärmepumpen im Teillastbetrieb ökonomischer arbeiten können.

Wimmer [45] entwarf einen Algorithmus nach der „Model Predictive Control“-Theorie (MPC) für Wärmepumpenanlagen. Durch Einbeziehen von Stromtarifen, Sperrzeiten und einer Wetterprognose, konnte die Regelung optimale Ein- und Ausschaltzeitpunkte der Wärmepumpenanlage bestimmen. Im Vergleich zum Zweipunktregler würden je nach Optimierungsart in einer Jahressimulation Kosteneinsparungen von bis zu 13 % beziehungsweise Energieeinsparungen von bis zu 3,5 % festgestellt. Der Regler wurde in einer realen Anlage verbaut und konnte seine Funktionalität bestätigen.

Bianki [3] entwickelte einen adaptiven MPC-Regler. Dieser ist in der Lage Gebäudeparameter anhand eines Online-Parameteridentifikations-Algorithmus abzuschätzen. Damit ist das Gebäudeverhalten für die nächsten 24 h vorhersagbar. Die Betriebskosteneinsparung gegenüber eines Zweipunktreglers wird mit 10 % bis 20 % angegeben, da sich die Laufzeit der Wärmepumpe in die Niedrigtarifzonen verschiebt. Ein weiterer Vorteil ist die Verlängerung der Heizpulse die sich positiv auf die Lebensdauer auswirkt. Durch die Parameterschätzung lassen sich zudem Installationszeiten verkürzen und dadurch Kosten einsparen.

Madani [26] vergleicht die Jahresarbeitszahlen von zweipunkt geregelten, unterschiedlich dimensionierten Wärmepumpen, mit einer drehzahl geregelten Wärmepumpe. Um Lastspitzen abzudecken wurde der Einsatz eines Heizstabes bei zweipunkt geregelten Anlagen erlaubt. Sole- und Ladepumpen wurden in allen Fällen mit konstanter Drehzahl betrieben. Eine Anlage, die dimensioniert ist, um 55 % der errechneten maximalen Heizlast zu decken, arbeitet weniger effizient, als eine drehzahl geregelte Wärmepumpe. Entscheidend dabei sind die fehlenden 10 % der Heizenergie, die bei der zweipunkt geregelten Wärmepumpe vom Heizstab erzeugt werden müssen. Steigt die Auslegung der zweipunkt geregelten Wärmepumpe auf eine Heizlastdeckung von über 65 %, ist kaum noch ein Unterschied zwischen drehzahl geregelter und zweipunkt geregelter Wärmepumpe zu erkennen.

Karlsson [24] untersuchte den Einfluss von drehzahl geregelten Kompressoren und Wasserpumpen auf die Jahresarbeitszahlen von erdgekoppelten Sole/Wasser-Wärmepumpen. Dabei stellte er fest, dass die Jahresarbeitszahlen im Vergleich zu Wärmepumpen mit konstanter Drehzahl um 10 % verbessert werden können. Besonderes Potential sieht er in der Konstruktion der Kompressoren, die bei Sole/Wasser-Wärmepumpen auf konstante Drehzahlen ausgelegt sind. Des Weiteren testete er Online-Optimierer auf Einsatzmöglichkeiten im Gebäude. Aufgrund der unterschiedlichen Zeitkonstanten von Gebäude und Wärmepumpe, hält er

einen Einsatz einer derartigen Optimierung für möglich.

Finn [15] implementierte eine Echtzeit-Optimierung in die Regelstrategie für Sole/Wasser-Wärmepumpen. Durch Steuerung der Drehzahlen der Sekundärpumpen können wahlweise thermische Leistung oder Systemeffizienz maximiert werden. Die Drehzahl des Kompressors wurde als konstant betrachtet. Die maximale thermische Leistung wurde bei maximaler Drehzahl der Sekundärpumpen erreicht. Die optimale Systemeffizienz wurde bei leicht reduzierten Drehzahlen festgestellt. Anhand einer Jahressimulation wurde nachgewiesen, dass der elektrische Verbrauch der Systemkomponenten, bei maximaler thermischer Leistung im Vergleich zur optimierten Systemeffizienz, um 11 % höher ist.

1.3 Ziele der Arbeit

Zwar wurde in den letzten Jahren eine Vielzahl von Sole/Wasser-Wärmepumpenanlagen, die eine statistisch belastbare Aussage zulassen, im Feld vermessen. Dennoch können dabei nie alle relevanten Einflussfaktoren auf einzelne Anlagen messtechnisch erfasst werden. Exakte Daten des Nutzerverhaltens, des lokalen Klimas oder der Gebäudeparameter bleiben unerschlossen. Demnach ist eine allgemeingültige Aussage über das Verhalten von Wärmepumpenanlagen möglich, eine detaillierte Analyse der einzelnen Anlage dagegen sehr schwierig. Des Weiteren können die Anlagen im Feld nicht gezielt angeregt werden, da Einflussfaktoren wie Klima oder Nutzerverhalten nicht reproduzierbar sind. Ein exakter Vergleich zwischen verschiedenen Anlagen, beziehungsweise die Analyse von Anlagenmodifikationen, ist folglich sehr schwierig.

In dieser Arbeit wird zunächst eine umfangreiche Systemsimulation sukzessive aufgebaut. Mit ihr ist es möglich, sowohl technische als auch nichttechnische Einflussfaktoren abzubilden. Zu technischen Einflussfaktoren zählen hierbei beispielsweise Geräteeffizienzen oder auch Wärmedurchgangskoeffizienten. Nichttechnische Einflussfaktoren umfassen das Nutzerverhalten, die Qualität der Installation sowie die Dimensionierung der Wärmepumpenanlage. Durch eine systematische Variation der Parameter, werden deren Einflüsse auf die Simulationsergebnisse untersucht. Anschließend werden diese mit den ermittelten Kennzahlen aus belastbaren Feldmessungen abgeglichen.

Schon seit Jahren wird nach Ansätzen gesucht, die Effizienz von Wärmepumpenanlagen zu verbessern. Bisherigen Überlegungen, die die Optimierung des Gesamtsystems zum Ziel hatten, fehlte es jedoch häufig am ganzheitlichen Systemverständnis. Verbesserungsmaßnahmen wurden nur für ein spezifisches tech-

nisches Problem erarbeitet ohne den Einfluss der nichttechnischen Faktoren zu berücksichtigen. Durch eine fundierte Analyse des Systems werden in dieser Arbeit Ursachen für ungünstiges Betriebsverhalten identifiziert und gezielte Verbesserungsvorschläge erarbeitet. Dabei lag der Fokus auf Maßnahmen, die unerwünschte Einflüsse der nichttechnischen Faktoren ausgleichen.

1.4 Inhalt der Arbeit

In Kapitel 2 werden die wichtigsten Komponenten einer Wärmepumpenanlage vorgestellt. Des Weiteren werden die Kennzahlen zur Bewertung der Systemeffizienz sowie die Grundlagen für eine Kostenrechnung definiert.

Kapitel 3 fokussiert den Betrieb von Wärmepumpenanlagen im Feld. Dafür werden die Erkenntnisse aus drei umfangreichen Feldtests der letzten Jahre zusammengefasst, miteinander verglichen und interpretiert.

In Kapitel 4 werden die Kernmodelle der Systemsimulation vorgestellt. Abschließend wird das Gesamtmodell anhand von Messdaten validiert.

Der Einfluss von Herstellern, Planern/Installateuren und Nutzern auf das Systemverhalten von Wärmepumpenanlagen steht in Kapitel 5 im Mittelpunkt der Betrachtungen. Dabei wird deren Einfluss zunächst auf ein durchschnittliches Einfamilienhaus und anschließend auf einen Neubau in Deutschland analysiert. Obwohl zunächst die wichtigsten Systemparameter einer einzelnen Anlage im Jahresverlauf dargestellt werden, liegt das Hauptaugenmerk auf dem Systemverhalten eines Anlagenparks.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen werden Maßnahmen abgeleitet, um die Systemeffizienz zu erhöhen. Ein Ansatz zur Verbesserung der Trinkwasserbereitung wird in Kapitel 6 vorgestellt. Dabei werden durch einen Algorithmus die Trinkwasserspeichertemperatur optimiert und die Auswirkungen auf das Betriebsverhalten der gesamten Anlage analysiert. Abschließend erfolgt eine Bewertung des Einsparpotentials bei Haushaltsgeräten durch die Nutzung von Trinkwarmwasser.

Das 7. Kapitel behandelt den Einfluss leistungsgeregelter Anlagenkomponenten auf das Systemverhalten. Dabei werden die Leistungen von Kompressor, Ladepumpe und Solepumpe hinsichtlich minimaler jährlicher Kosten optimiert. Nach der Implementierung einer Regelstrategie in der Systemsimulation wird der Einfluss der optimalen Leistungsregelung auf das Systemverhalten bewertet.

Kapitel 2

Grundlagen

Im folgenden Kapitel werden die wichtigsten Komponenten einer Wärmepumpenheizung vorgestellt. Zudem werden die entscheidenden Kennzahlen zur Bewertung der Effizienz der Anlage bestimmt sowie die Grundlagen für eine Wirtschaftlichkeitsanalyse geschaffen.

2.1 Basiskomponenten

Abbildung 2.1 stellt die wichtigsten Komponenten eines Sole/Wasser-Wärmepumpenheizsystems schematisch dar. Darunter fallen Wärmequelle, Wärmepumpe, Heiz- und Trinkwasserspeicher, Wärmeabgabesystem, Sekundärpumpen sowie Systemregler. In dieser Arbeit wird das Betriebsverhalten von Sole/Wasser-Wärmepumpenheizsystemen analysiert. Daher werden im Folgenden die wichtigsten Eigenschaften der einzelnen Komponenten einer Sole/Wasser-Wärmepumpenheizung erläutert.

Ergänzend zur schematischen Darstellung des Gebäudes, zeigt Abbildung 2.2 ein Sankey-Diagramm der Energieströme im Gebäude. Diese beziehen sich dabei prozentual auf die Nutzwärme aus Heiz- und Trinkwasser. Hellgrau dargestellt ist thermische Energie, dunkelgrau die elektrische Energie. Die Zahlenwerte entsprechen einem durchschnittlichen Einfamilienhaus in Deutschland mit Sole/Wasser-Wärmepumpe und Fußbodenheizung und sind ein Vorgriff auf die Ergebnisse aus Kapitel 5.

Um 100 % Nutzwärme bereitstellen zu können, muss zusätzlich mit 4,3 % Energie für thermische Verluste gerechnet werden. Diese ergeben sich zum Großteil durch die Speicherung der thermischen Energie. Hinzu kommen Wärmeverluste durch den Transport des Wärmeträgers in den Rohrleitungen. Allerdings werden hier nur Verluste der Trinkwasserleitungen berücksichtigt, da Verluste bei

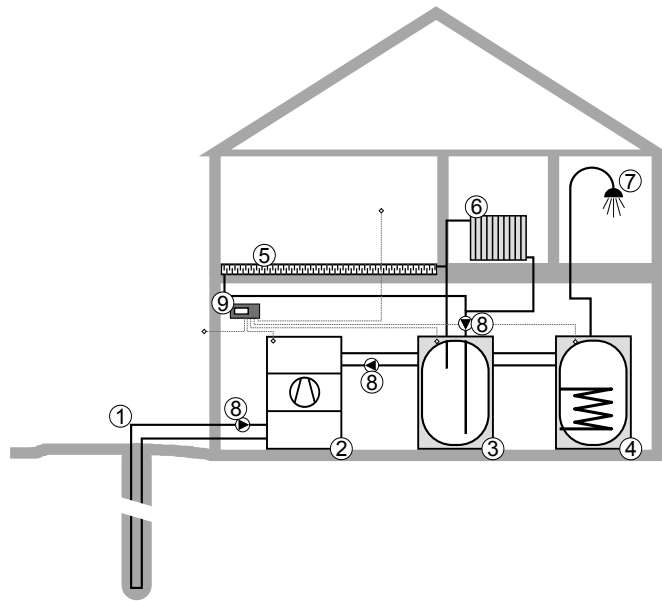


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung einer Wärmepumpenheizung mit den zentralen Komponenten: 1=Wärmequelle (Erdsonde); 2=Wärmepumpe; Speicher (3=Heizung; 4=Trinkwasser); Wärmeabgabesystem (5=Fussbodenheizung; 6=Radiator); 7=Zapfstelle Trinkwasser; 8=Sekundärpumpen; 9=Systemregler

den Heizungsrohren innerhalb der Gebäudehülle statt finden und somit als Wärmeeintrag in die Räume gelten. 83 % der benötigten Energie zum Beheizen der Räume und zum Aufbereiten von Trinkwarmwasser können der Umwelt entzogen werden.

In Bezug auf die Nutzwärme beträgt der zu investierende Anteil an elektrischer Energie 26,8 %. Dabei gehen 21,4 % direkt in die Wärmepumpe. Weitere 5,4 % sind notwendig, um Sole-, Heizkreis- und Ladepumpe zu betreiben. Der Großteil geht bei der Umwandlung von Primärenergie in elektrische Energie sowie dem Transport der elektrischen Energie vom Kraftwerk zum Hausanschluss verloren.

Am Ende müssen 80,4 % an Primärenergie investiert werden um eine Nutzwärme von 100 % zu erzeugen. Im Vergleich dazu muss für eine Brennwertkesselheizung mit einem Einsatz von 132,5 % an Primärenergie gerechnet werden, um die gleiche Menge an Nutzwärme bereitzustellen [2].

2.1.1 Die Wärmequelle

Bei erdreich-gekoppelten Wärmepumpenanlagen wird hinsichtlich der Wärmequelle zwischen oberflächennaher und geothermischer Wärme unterschieden. Oberflächennahe Wärme wird mit horizontalen Kollektoren in einer Tiefe von 1,20 m bis 1,50 m abgeschöpft. Geothermische Wärme wird mithilfe von Erdwärmeson-

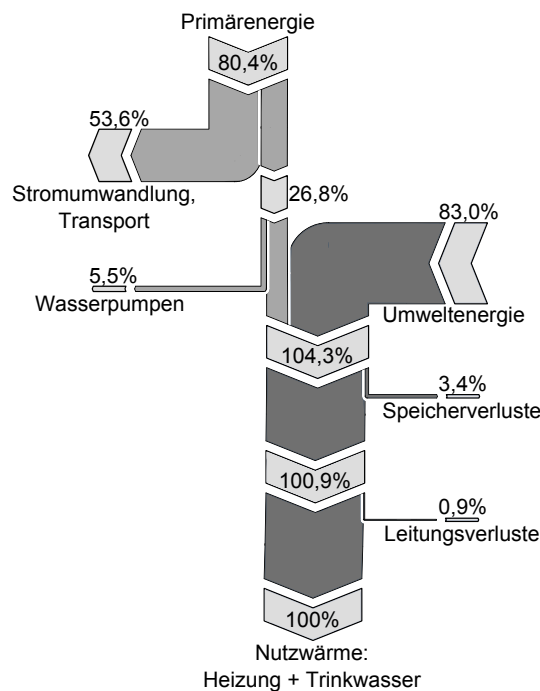


Abbildung 2.2: Sankey Diagramm der Energieströme im Gebäude, dargestellt in Prozent, bezogen auf die Nutzwärme aus Heiz- und Trinkwasser. Hellgrau dargestellt sind elektrische Energien, dunkelgrau dargestellt sind thermische Energien.

den aus einer Tiefe von bis zu 150 m zu Tage gefördert. Die Länge der Erdsonde oder die Fläche der Kollektoren richten sich hierbei nach der zu erwartenden Entzugsleistung aus dem Erdreich und nach der Heizlast des Gebäudes.

Die klimatischen Bedingungen an der Erdoberfläche beeinflussen lediglich die ersten 20 m des Erdreiches. In Deutschland beträgt die Temperatur des sogenannten ungestörten Erdreiches in einer Tiefe von 20 m das ganze Jahr über konstant 10 °C. In größeren Tiefen nimmt die Temperatur aufgrund des natürlichen Wärmestromes vom Erdinneren zur Oberfläche durchschnittlich um 3 K/100 m zu [18]. In den ersten zwei bis drei Jahren nach der Inbetriebnahme der Wärmepumpe kommt es durch die Wärmeübertragung aus der Wärmesonde zu einer Abkühlung des sondennahen Erdreiches. In den folgenden Betriebsjahren erreicht die Erdreichtemperatur einen stationären Zustand, der etwa 2 K unterhalb der ungestörten Temperatur liegt [34].

Als Wärmeträger-Fluid kommt in der Regel ein Monoethylenglykol-Wasser-Gemisch zum Einsatz. Die Zugabe des Monoethylenglykols reduziert den Gefrierpunkt der Sole und verhindert somit ein Einfrieren. Eine Volumenzunahme durch Einfrieren der Sole würde sonst die Sonde zerstören. Dennoch wird versucht den Anteil an Monoethylenglykol so gering wie möglich zu halten, um die Viskosität

efficient of Performance" (COP) bezeichnet, Gleichung 2.3. Die abgegebene Wärme \dot{Q} entspricht bei einer Wärmepumpe dem Nutzen, wobei der Aufwand die dem Kompressor zugeführte Arbeit P ist [44].

$$\epsilon = COP_{carnot} = \frac{|q_{ab}|}{w} = \frac{\dot{Q}}{P} \quad (2.3)$$

In einem reversiblen Prozess kann Gleichung 2.3 wie folgt umgeformt werden. Die Nummerierung entspricht hierbei den Eckpunkten analog zum realen Kreisprozess, dargestellt in Abbildung 2.3.

$$COP_{carnot} = \frac{\dot{Q}}{P} = \frac{\int_3^2 T dS}{\int_3^2 T dS - \int_4^1 T dS} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (2.4)$$

An Gleichung 2.4 ist das grundsätzliche Verhalten der Wärmepumpe festzustellen. Wichtig für eine hohe Effizienz ist eine möglichst niedrige Temperaturdifferenz $T_2 - T_1$ zwischen der Kältemittel-Kondensation T_2 und der Kältemittel-Verdampfung T_1 .

Abbildung 2.3 zeigt den realen Kreisprozess einer Wärmepumpe im p,h-Diagramm. Im Gegensatz zum Carnot'schen-Kreisprozess werden hier nicht ideale Effekte beachtet:

- 1 → 2 Reale Verdichtung des gasförmigen Kältemittels im Kompressor. Im Gegensatz zur idealisierten isentropen Verdichtung ist die reale Verdichtung durch Reibungs- und thermische Verluste irreversibel. Diese Verluste werden mit dem isentropen Wirkungsgrad des Verdichters beschrieben.
- 2 → 2'' Während der Heißgasentwärmung gibt das Kältemittel im gasförmigen Zustand Wärme an die Wärmesenke ab. Der Anteil der abgegebenen Wärme beträgt in etwa 10 % der Gesamtleistung. Da das Kältemittel in diesem Bereich gasförmig ist, ist mit hohen Volumenströmen und folglich mit hohen Druckverlusten in der Leitung und im Wärmeübertrager zu rechnen.

- $2'' \rightarrow 3'$ Sobald das Kältemittel das Nassdampfgebiet erreicht, beginnt die Kondensation. Durch den Phasenübergang wird der Großteil der im Kältemittel gespeicherten Energie freigesetzt. Die Kondensation ist druckverlustbehaftet. Aufgrund der steigenden Dichte im Kältemittel nimmt die Kältemittelgeschwindigkeit stetig ab, folglich sinken auch die Druckverluste. Da die Kondensationstemperatur eine Funktion des Druckes ist [7], nimmt durch die Druckänderung im Kältemittel auch die Kondensationstemperatur im Kondensator ab.
- $3' \rightarrow 3$ Unterkühlung des vollständig kondensierten Kältemittels. Das flüssige Kältemittel kann maximal auf die Eintrittstemperatur des Wärmenesenkenmediums unterkühlt werden. Damit kann zum Einen die thermische Austrittsleistung der Wärmepumpe erhöht werden und zum Anderen wird sichergestellt, dass sich keine Gasblasen im Kältemittel befinden. Dies würde die Expansion stören.
- $3 \rightarrow 4$ Expansion des Kältemittels im Expansionsorgan auf Verdampfungsdruck. Die isenthalpe Expansion des Kältemittels endet im Nassdampfgebiet.
- $4 \rightarrow 1''$ Vollständige Verdampfung des Kältemittels im Verdampfer. Wie bei der Kondensation erfährt das Kältemittel auch im Verdampfer Druckverluste. Dadurch nimmt die Verdampfungstemperatur über den Verdampfer ab.
- $1'' \rightarrow 1$ Überhitzung des gasförmigen Kältemittels. Das gasförmige Kältemittel kann maximal auf die Eintrittstemperatur des Wärmequellenmediums überhitzt werden. Durch die Überhitzung wird zum Einen sichergestellt, dass die Verdampfungsenthalpie des Kältemittels komplett ausgenutzt werden kann. Zum Anderen kann verhindert werden, dass Flüssigkeitstropfen in den Kompressor gelangen. Flüssiges Kältemittel im Kompressor würde Aufgrund der Inkompressibilität von Flüssigkeiten zu Druckstößen führen und den Kompressor mechanisch stark beanspruchen. Soll auf dieselbe Endtemperatur verdichtet werden, nimmt aufgrund der sinkenden Ansaugdichte des Kältemittelgases und des fallenden Kompressorswirkungsgrades mit einer Überhitzung des Kältemittels die Effizienz der Wärmepumpe ab. Daher wird versucht, die Überhitzung so gering wie möglich zu halten. Dies kann mit dem Öffnungsquerschnitt des Expansionsventils über die Füllmenge an Kältemittel im Verdampfer geregelt werden.

Die Leistungszahl des realen Kreisprozesses kann analog zu Gleichung 2.3 über eine Enthalpiedifferenz zwischen Verdichter Ein- und Austritt sowie Kondensator Ein- und Austritt errechnet werden.

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}}{\dot{P}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.5)$$

2.1.3 Die Speicherung der thermischen Energie

Für Wärmeerzeuger mit geringer thermischer Austrittsleistung ist die Speicherung von thermischer Energie besonders wichtig. Dadurch kann eine hohe thermische Austrittsleistung sichergestellt werden, wie sie zum Beispiel bei einer Duschzapfung erforderlich ist. Bei Wärmepumpenheizungen werden in der Regel ein Trinkwasserspeicher (TWS) und ein Pufferspeicher (Puffer) installiert. Unterschieden werden die Speicher nach der Art ihrer Beladung, direkt oder indirekt, und in der Ausführung des Wärmeübertragers. Die wichtigsten Kennzahlen für Wasserspeicher sind Speichervolumen, Spezifikation der Heizschlange in Form von Heizfläche und Heizflächenleistung sowie der Bereitschaftsenergieverbrauch, welcher die thermischen Verluste an die Umgebung beschreibt.

Maßgeblich für die tatsächlich speicherbare Energie ist, neben dem Speichervolumen und den Temperaturrendbedingungen, auch die Position des Temperaturfühlers. Bei ungünstig ausgelegten Speichern kann die tatsächliche Speicherenergie lediglich ein Drittel der rechnerisch möglichen Speichermenge bei gleichen Temperaturrendbedingungen betragen [16].

Trinkwasserspeicher werden immer als indirekte Speicher ausgeführt. Dies bedeutet eine Wärmeübertragung in den Speicher durch einen Wärmeübertrager. Beide Wasserkreisläufe sind voneinander getrennt, was eine hohe Wasserhygiene gewährleistet.

Pufferspeicher werden als direkt beladene Speicher ausgeführt. Damit kann ein verlustbehafteter Wärmeübergang im Wärmeübertrager vermieden werden. Sie werden in der Heiztechnik eingesetzt, da die Wärmepumpe durch die zusätzliche thermische Masse des Speichers seltener taktet und dadurch eine entsprechend höhere Lebensdauer erwartet wird [32]. Zudem entkoppelt der Pufferspeicher die verschiedenen Heizkreise und erlaubt somit variablere Ansätze zur Systemregelung. In der Fachwelt ist der Einsatz von Pufferspeichern allerdings umstritten. In mehreren Feldtests wurde ihr Einfluss auf die Systemeffizienz bewertet. Bei der FAWA-Studie war kein nennenswerter Einfluss der Pufferspeicher auf Effizienz und Taktverhalten zu erkennen [13]. Miara dagegen stellte in seiner Felduntersu-

chung fest, dass Systeme mit Pufferspeicher um 1,3 % schlechter abschneiden als Anlagen ohne Pufferspeicher [29]. Die Lokale Agenda 21 - Gruppe Energie Lahr ermittelte Effizienzeinbußen durch Pufferspeicher von bis zu 4,5 % [1]. Wird auf einen Pufferspeicher verzichtet, so muss für ausreichend Speichermasse im Gebäude selbst gesorgt werden, um dennoch die Mindestlaufzeit einer Wärmepumpe zu gewährleisten [5].

2.1.4 Die Wärmeabgabesysteme

Aufgabe der Wärmeabgabesysteme ist es, den Wärmebedarf eines Raumes bei definiertem Komfort zu decken. Dabei wird die Wärme durch Leitung, Konvektion und Strahlung übertragen. Die Heizflächen werden so ausgelegt, dass sie bei mittlerer Heizwassertemperatur und -volumenstrom die Leistung nach Wärmebedarfsrechnung in jedem Raum übertragen können. Hohe thermische Behaglichkeit im Raum muss bereits in der Auslegung der Heizflächen beachtet werden, da die vom Menschen empfundene Temperatur nicht nur von der tatsächlichen Lufttemperatur abhängt, sondern zur Hälfte vom Strahlungsaustausch mit der Umgebung bestimmt wird.

Der in einen Raum abgegebene Wärmestrom eines Flächenheizkörpers \dot{Q}_{FH} setzt sich hauptsächlich aus Strahlungswärme \dot{Q}_{WS} und freier Konvektion \dot{Q}_{WK} zusammen. Die Wärmeübertragung durch Wärmeleitung kann vernachlässigt werden. Dieser Zusammenhang wird durch Gleichung 2.6 beschrieben [4].

$$\dot{Q}_{FH} = \dot{Q}_{WK} + \dot{Q}_{WS} \quad (2.6)$$

mit :

$$\dot{Q}_{WK} = \alpha \cdot A_{HF} \cdot (T_{FH} - T_{Luft}) \quad (2.7)$$

$$\dot{Q}_{WS} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A_{HF} \cdot (T_{FH}^4 - T_{Wand}^4) \quad (2.8)$$

Gleichung 2.7 beschreibt den durch freie Konvektion in den Raum übertragenen Wärmestrom. Dabei ist α der Wärmeübergangskoeffizient, A_{HF} die Fläche des Flächenheizkörpers, T_{HF} die Oberflächentemperatur des Flächenheizkörpers und T_{Luft} die Temperatur der Raumluft. Für die Berechnung des Wärmestromes durch Strahlung zwischen dem Flächenheizkörper und den Zimmerwänden wird Gleichung 2.8 verwendet. σ ist die Stefan-Boltzman-Konstante, ϵ das von Material und Oberflächenbeschaffenheit der am Strahlungsaustausch beteiligten

Körper abhängige Emissionsverhältnis und T_{wand} die Oberflächentemperatur der Zimmerwände. Da die Zimmerwände eine sehr viel größere Fläche als die Flächenheizkörper einnehmen, kann deren Fläche vernachlässigt werden.

Gleichung 2.6 macht die Vor- und Nachteile der einzelnen Heizsysteme erkennbar. Radiator-Heizungen haben eine relativ kleine Heizfläche. Daher muss die Heizungsanlage mit einer höheren Vorlauftemperatur betrieben werden, um die gleiche Leistung in den Raum übertragen zu können. Hohe Temperaturen auf der Wärmesenkenseite sind jedoch bei Wärmepumpenheizungen nach Gleichung 2.4 immer mit Effizienzverlusten verbunden. Fußbodenheizungen dagegen haben eine große Fläche und kommen mit niedrigeren Systemtemperaturen aus. Allerdings verschlechtert sich bei ihnen der Wärmedurchgang aufgrund der unterschiedlichen Stoffschichten im Fußboden. Die spezifische Wärmeleistung, bezogen auf die Fläche, ist bei Fußbodenheizungen geringer als bei Radiatorheizungen. Durch die niedrigeren Systemtemperaturen ist eine Fußbodenheizung dennoch nur in Kombination mit einer Wärmepumpe zu empfehlen. In der Praxis wird die Auslegung von Heizkörpern in VDI 6030 beschrieben [43].

2.1.5 Die Wasserpumpen

In der Heizungstechnik werden die Pumpen zum Transport der Fluide meist als Kreislaspumpen ausgeführt. Durch eine Regelung der einzelnen Fluidströme kann merklich Einfluss auf das Systemverhalten der Heizungsanlage genommen werden. Sole/Wasser-Wärmepumpenanlagen werden mit mindestens zwei Wasserpumpen betrieben, einer Solepumpe für den Fluid-Transport auf der Wärmequellen-Seite und einer Ladepumpe für den Wassertransport durch die Heizungsanlage. Weitere Pumpen zum Betreiben der Anlage, wie Heizkreis- oder Zirkulationspumpen, sind möglich.

Abbildung 2.4 zeigt den Kennlinienverlauf und die Leistungsaufnahme einer typischen Wasserpumpe bei unterschiedlichen relativen Drehzahlen n . Auf der Abszisse ist das relative Fördervolumen der Wasserpumpe aufgetragen, auf der Ordinate die relative Förderhöhe beziehungsweise die relative elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe. Alle Relativwerte sind dabei auf den Betriebspunkt bezogen, der sich beim Betreiben der Anlage unter Vollast einstellt. Mit zunehmendem Druckverlust in den Rohrleitungen sinkt das Fördervolumen der Wasserpumpen. Die Leistungsaufnahme der Wasserpumpe nimmt mit wachsendem Volumenstrom zu.

Neben den Pumpenkennlinien sind in Abbildung 2.4 Anlagenkennlinien ein-

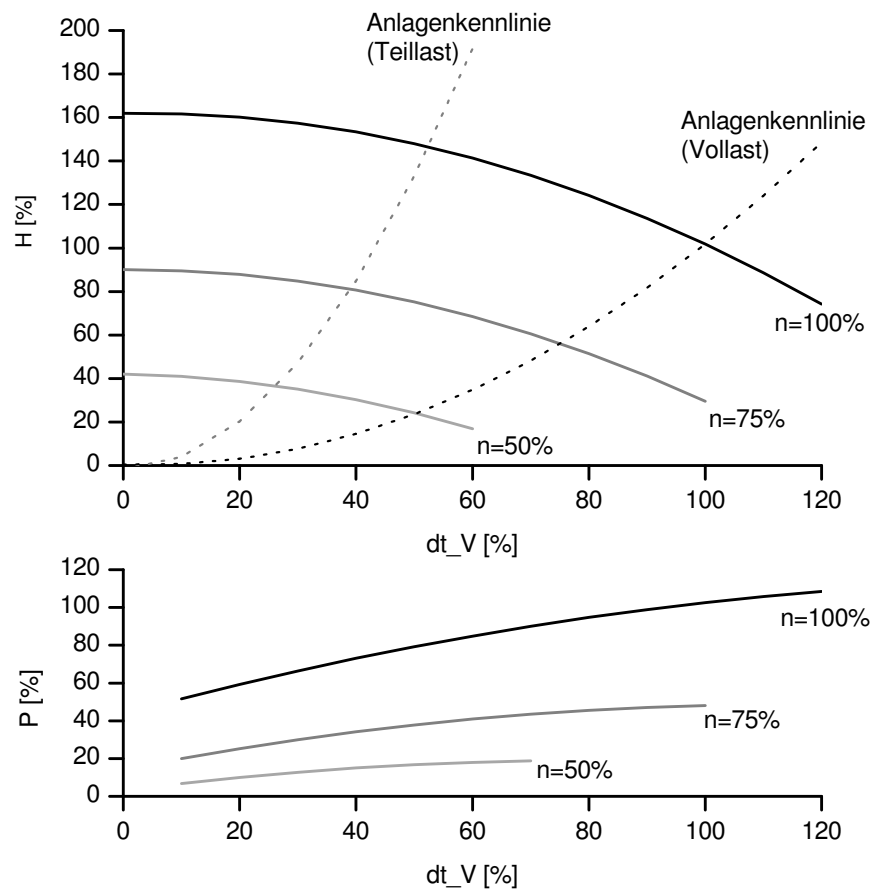


Abbildung 2.4: Kennlinien einer Wasserpumpe bei unterschiedlichen Pumpendrehzahlen n ; oben: relative Förderhöhe H über relativem Volumenstrom dt_V , unten: relative Leistungsaufnahme P über relativem Volumenstrom dt_V

gezeichnet. Diese können sich während des Betriebes ändern, wenn zum Beispiel ein Heizventil schließt oder von Heizbetrieb auf Warmwasserbetrieb umgeschaltet wird. Aus dem Schnittpunkt von Pumpenkennlinie und Anlagenkennlinie ergibt sich der Betriebspunkt. Ihm können der sich einstellende Volumenstrom und der elektrische Verbrauch der Pumpe entnommen werden.

2.1.6 Der Systemregler

Der Systemregler steuert zum Einen die Aufbereitung des warmen Trinkwassers und regelt zum Anderen die Heizungsanlage zur Gebäudeklimatisierung.

Das Einhalten der Solltemperatur im Trinkwasserspeicher wird mittels eines Zweipunktreglers realisiert. Dabei pendelt die Speichertemperatur um die vom Nutzer gewünschte Trinkwarmwassertemperatur, welche standardmäßig 55°C beträgt. Für die Zweipunktregelung wird eine untere Einschalttemperatur definiert.

Fällt die Speichertemperatur durch eine Zapfung oder Wärmeverluste an die Umgebung unter diese Temperatur, beginnt die Beladung des Speichers. Erreicht die Speichertemperatur daraufhin wieder die obere Abschalttemperatur, endet die Beladung. Zur Gewährleistung der Wasserhygiene ist es notwendig, im Wochenturnus die Speichertemperatur für die Dauer von einer Stunde auf über 65 °C zu halten, um Legionellen abzutöten.

Die Regelung der Heizungsanlage ähnelt der der Trinkwasserregelung mit dem Unterschied, dass die Soll-Vorlauftemperatur nicht konstant ist. In erster Linie wird eine Abhängigkeit von der Außentemperatur über die Heizungskurve hergestellt. Nimmt die Außentemperatur ab, so steigt der Wärmebedarf des Gebäudes. Folglich muss die Vorlauftemperatur des Heizwassers angehoben werden. Nachträglich kann die Solltemperatur um weitere Einflussfaktoren wie eine Nachtabenkung oder Raumtemperaturmessungen korrigiert werden. Da die Wärmepumpe nicht gleichzeitig Trink- und Heizwasser erwärmen kann, übernimmt der Systemregler zusätzlich die Aufgabe der Priorisierung.

2.2 Auslegung von Wärmepumpenanlagen

Entscheidend für einen effizienten Betrieb der Anlage ist eine gründliche Auslegung der einzelnen Komponenten. Zunächst muss die zu erwartende Heizlast des Gebäudes ermittelt werden. Die Bestimmung der Heizlast ist mit Unsicherheiten verbunden, da für Neubauten zum Zeitpunkt der Anlageninstallation noch keine Erfahrungswerte vorliegen und bei Bestandsgebäuden ein Anlagenwechsel meist auch mit einer Modernisierung der Gebäudehülle einhergeht. In Deutschland ist die Bestimmung der Norm-Heizlast durch DIN EN 12831 geregelt [10]. Die Berechnung erfolgt über ein Zonenverfahren, bei dem die Heizlast für jede Gebäudezone separat ermittelt wird. Dabei werden innere und solare Wärmegewinne nicht berücksichtigt. Vor allem bei guter Isolation ist damit meist eine Überdimensionierung der Anlage verbunden.

Da die Wärmepumpe in der Regel nicht nur zum Klimatisieren des Gebäudes eingesetzt wird, muss zur Heizlast die Belastung durch Trinkwarmwassererzeugung addiert werden. Pro Person wird mit einer zusätzlichen Last von 200 W gerechnet. Bei Installation einer Zirkulationspumpe müssen zusätzliche Wärmeverluste beachtet werden.

Nachdem die zu erwartende Heizlast ermittelt wurde, wird sie je nach Betriebsart der Wärmepumpe korrigiert. In der Praxis werden drei Betriebsweisen angewandt, monovalenter, monoenergetischer und bivalent-paralleler Betrieb. Im

monovalenten Betrieb dient die Wärmepumpe als alleiniger Wärmeerzeuger und muss die gesamte Heizlast bewältigen. Die errechnete Heizlast bleibt unverändert. Im monoenergetischen Betrieb wird neben der Wärmepumpe der elektrische Heizstab als zweite Wärmequelle zugelassen. Die Wärmepumpe wird so dimensioniert, dass Spitzenlasten durch den elektrischen Heizstab abgefangen werden können. Abhängig von der Klimazone wird in Deutschland die benötigte Heizlast einer Heizungsanlage bei einer Außentemperatur von etwa -12°C ermittelt. Diese Temperaturen treten in der Praxis allerdings äußerst selten auf, so dass bei einer Reduktion der errechneten Heizlast um 30 %, dennoch 98 % der benötigten jährlichen Wärmeenergie allein durch die Wärmepumpe übertragen werden können. Der bivalent-parallele Betrieb entspricht dem monoenergetischen Betrieb mit dem Unterschied, dass die Spitzenlasten nicht durch einen Heizstab, sondern durch einen Wärmeerzeuger mit nicht elektrischer Energiequelle gedeckt wird.

Nach der Berechnung der zu erwartenden Heizlast, kann die passende Wärmepumpe ausgewählt werden. Da Wärmepumpen nur mit diskreten thermischen Leistungen zur Verfügung stehen, wählt der Planer meist die nächst größere Wärmepumpe. Bei der Berechnung der thermischen Last wird zudem mit großem Sicherheitsfaktor gearbeitet, um eine Unterdimensionierung der Wärmepumpe zu vermeiden. Infolgedessen ist ein Großteil der Sole/Wasser-Wärmepumpenanlagen im Feld überdimensioniert. Bei einem Feldtest in der Schweiz wurde eine durchschnittliche Auslastung von 68 % bei Auslegebedingungen ermittelt [13].

Die Dimensionierung der Erdsonde erfolgt gemäß der erwarteten Entzugsleistung aus dem Erdreich durch die Wärmepumpe. Die Kälteleistung ergibt sich aus der thermischen Leistung der Wärmepumpe abzüglich der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors. Die Länge der Erdsonde richtet sich nach der spezifischen Entzugsleistung des Erdreiches. Bei der Dimensionierung der Erdsonde wird auf zwei Dinge besonders geachtet. Zum Einen darf die spezifische Entzugsleistung der Sonde nicht zu hoch sein, da sonst die Sole einfrieren könnte, zum Anderen darf die jährliche entzogene thermische Energie nicht zu groß werden, damit nach langjährigem Betrieb das Erdreich nicht zu stark auskühlt.

2.3 Die wichtigsten Kennzahlen

2.3.1 Definition des Coefficient of Performance

Der *COP* dient zur Beurteilung des Wirkungsgrades von Wärmepumpen in stationären Betriebspunkten. Für eine eindeutige Angabe des *COPs* ist es daher

notwendig, die Temperaturrendbedingungen ebenfalls mit einzubeziehen. Diese sind die Eintrittstemperatur in den Verdampfer auf der Wärmequellen-seite, sowie die Austrittstemperatur aus dem Kondensator auf der Wärmesenken-seite. Die Hersteller von Wärmepumpen sind dazu verpflichtet, die Effizienz der Wärmepumpe nach DIN EN 14511 anzugeben [11]. Die physikalische Bedeutung des $COPs$ wurde in Gleichung 2.3 bereits eingeführt. Die Definition des $COPs$ nach DIN EN 14511 unterscheidet sich jedoch zu dem bereits eingeführten COP_{real} . Es werden nicht mehr ausschließlich die thermodynamischen Zustände im Kältekreis beachtet, sondern auch die Energieströme im Kompressor und Kondensator:

$$COP_{DIN14511} = \frac{\dot{Q}_{Kond}}{P_{Komp} + P_{Pump} + P_{Zusa}} \quad (2.9)$$

\dot{Q}_{Kond} entspricht der Heizleistung über den Kondensator auf der Wärmesenken-Seite. Dafür werden der Volumenstrom und die Temperaturdifferenz des Wärmeträgermediums gemessen. Die Effizienz der Wärmeübertragung wird demzufolge mit bilanziert. Neben der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters P_{Komp} und allen elektrischen Zusatzeinrichtungen P_{Zusa} , muss zudem die anteilige Leistungsaufnahme der Sole- und Ladepumpe P_{Pump} zur Überwindung der Druckverluste in den Wärmeübertragern mit bilanziert werden.

2.3.2 Definition der Arbeitszahl

Im Gegensatz zum COP beschreibt die Arbeitszahl keine Effizienzen in einem Betriebspunkt, sondern gemittelt über einen bestimmten Zeitraum. Sie wird demnach nicht mit aktuellen Leistungen, sondern mit ausgetauschten Energien gebildet. In der Literatur findet sich eine Vielzahl unterschiedlicher Definitionen für die Effizienz von Wärmepumpenanlagen, sie variieren im betrachteten Bilanzraum. Für dieses Dokument werden verschiedene Arbeitszahlen in Anlehnung an DIN EN 15450 definiert. [12]

Die Bilanzierungsgrenzen der verschiedenen Arbeitszahlen stellen sich wie in Abbildung 2.5 dargestellt dar.

Zusätzlich wird neben den verschiedenen Systemgrenzen auch in dem betrachteten Zeitraum unterschieden. Dafür wird der Abkürzung der Arbeitszahl AZ noch ein charakteristischer Buchstabe für den jeweiligen Zeitraum zugewiesen. In nachfolgender Erläuterung werden die Buchstaben J , M , und T durch X ersetzt.

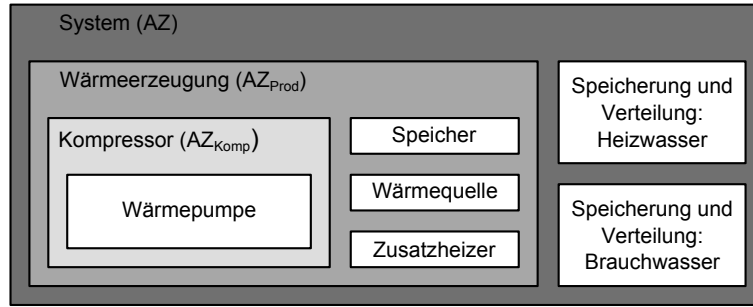


Abbildung 2.5: Bilanzierungsgrenzen der verschiedenen Arbeitszahlen: AZ_{Komp} ; AZ_{Prod} ; AZ

JAZ	→	Jahres-Arbeitszahl	→	Betrachteter Zeitraum ein Jahr
MAZ	→	Monats-Arbeitszahl	→	Betrachteter Zeitraum ein Monat
TAZ	→	Tages-Arbeitszahl	→	Betrachteter Zeitraum ein Tag

Arbeitszahl Kompressor XAZ_{Komp}

$$XAZ_{Komp} = \frac{Q_{WP}}{E_{Komp}} \quad (2.10)$$

Q_{WP} ist die von der Wärmepumpe erzeugte thermische Energie (Warmwasser, Heizung).

E_{Komp} ist die vom Kompressor aufgenommene elektrische Energie.

Die Kompressor-Arbeitszahl dient dazu, die Effizienz der Wärmepumpe selbst bewerten zu können. Sie ähnelt dem $COP_{DIN14511}$. Ein direkter Vergleich zwischen beiden Kennzahlen ist allerdings nicht möglich. Denn der $COP_{DIN14511}$ wird bei stationärem Zustand mit Leistungen bei definierten Randbedingungen gebildet, die Kompressor-Arbeitszahl hingegen betrachtet eine über verschiedene Randbedingungen gemittelte Effizienz.

Arbeitszahl Wärmeherzeugung XAZ_{Prod}

$$XAZ_{Prod} = \frac{Q_{WP} + Q_{ZH}}{E_{Komp} + E_{Spei} + E_{Quel} + E_{ZH}} \quad (2.11)$$

Q_{ZH} ist die vom elektrischen Heizstab erzeugte thermische Energie (Warmwasser, Heizung).

E_{Spei} sind alle elektrischen Energien, die benötigt werden, um das Wasser in die Speicher (Puffer, TWS) zu befördern. In der Regel entspricht dies der Ladepumpe.

E_{Quel} sind alle elektrischen Energien, die benötigt werden, um die Wärmequelle zu betreiben (Solepumpen, Brunnenpumpen, Lüfter, Abtaueinrichtung).

E_{ZH} ist die vom elektrischen Zusatzheizer aufgenommene elektrische Energie.

Mit der Arbeitszahl Wärmeerzeugung wird das komplette System betrachtet, welches für die Bereitstellung der Wärme verantwortlich ist. Dabei wird hier der Einfluss der Wärmeverteilung, des Gebäudes und des Nutzerverhaltens vernachlässigt.

Arbeitszahl System XAZ

$$XAZ = \frac{Q_{Spei}}{E_{Komp} + E_{Spei} + E_{Quel} + E_{ZH} + E_{Syst}} \quad (2.12)$$

Q_{Spei} ist die tatsächlich genutzte thermische Energie. Das bedeutet: Ist ein Speicher im System installiert, wird die gezapfte Energie erst nach dem Speicher gezählt. Somit werden Speicherverluste mit bilanziert (Warmwasser, Heizung).

E_{Syst} sind alle elektrischen Energien, die benötigt werden um das komplette System zu betreiben, in der Regel, Komponenten die nach den Speichern geschaltet sind (Umwälzpumpen, Lüftungssysteme, Zirkulationspumpen...).

Diese Arbeitszahl betrachtet die Effizienz des gesamten Systems, inklusive Nutzerverhalten, Gebäude, Dimensionierung der Anlage sowie Wärmeverteilsystem.

Arbeitszahl Trinkwarmwasserbereitung XAZ_{TWB}

$$XAZ_{TWB} = \frac{Q_{TWB}}{E_{Komp,TWB} + E_{Spei,TWB} + E_{Quel,TWB} + E_{ZH,TWB} + E_{Syst,TWB}} \quad (2.13)$$

Im Gegensatz zur XAZ werden, statt des gesamten Systems, ausschließlich die Energien zur Aufbereitung, Speicherung und Transport von Trinkwarmwasser betrachtet.

Arbeitszahl Heizwasserbereitung XAZ_{HWB}

$$XAZ_{HWB} = \frac{Q_{HWB}}{E_{Komp,HWB} + E_{Spei,HWB} + E_{Quel,HWB} + E_{ZH,HWB} + E_{Syst,HWB}} \quad (2.14)$$

Die XAZ_{HWB} ist das Pendant zur XAZ_{TWB} , nur in Bezug auf die notwendigen Energien zur Aufbereitung, Speicherung und Transport von Heizwasser.

2.4 Wirtschaftlichkeitsberechnung

Die Wirtschaftlichkeitsberechnung orientiert sich an dem Annuitäten-Verfahren der VDI 2067 zur Wirtschaftlichkeitsberechnung gebäudetechnischer Anlagen [41]. Um unterschiedliche Systeme miteinander vergleichen zu können, wird angenommen, dass zum Zeitpunkt der Investition ein Kredit über alle Ausgaben aufgenommen und in gleichen Raten analog zu einem Annuitäten-Darlehen zurückgezahlt wird. Im ersten Schritt wird der auf den Investitionszeitpunkt bezogene Barwert aller Ausgaben ermittelt. Der Barwert ergibt sich aus den Investitionskosten und den gesamt anfallenden Betriebs- und Wartungskosten. Um den Barwert zukünftiger Betriebskosten zu ermitteln, werden sowohl Inflation als auch Preissteigerungen aufgerechnet und anschließend abgezinst. Für die laufenden Kosten wird zur Abzinsung der Discountfaktor gleich dem Zinsfaktor zur Berechnung der Annuität gesetzt. Dadurch fallen für die laufenden Kosten effektiv keine Zinsen an und das Ergebnis stellt den, auf den Investitionszeitpunkt bezogenen, Mittelwert der jährlichen Ausgaben dar. Ist der Barwert aller Ausgaben ermittelt, werden mit dem Annuitätenfaktor f_{AF} aus Gleichung 2.15 die jährlichen Kosten berechnet.

$$f_{AF} = \frac{(1+i)^{n-1} \cdot i}{(1+i)^n - 1} \quad (2.15)$$

i bezeichnet hierbei den angesetzten Zinssatz und n die Laufzeit der betrachteten Anlage.

Kapitel 3

Wärmepumpen im Feld

Die Effizienz der Wärmepumpe im Labor ist unumstritten. Für Sole/Wasser-Wärmepumpen kann der $COP_{DIN14511}$ bei einer Sole-Eintrittstemperatur von 0°C und einer Wasser-Austrittstemperatur von 35°C Werte über 5,25 erreichen [14]. In Gebäuden installiert, verliert die Wärmepumpe jedoch deutlich an Effizienz. Während der letzten Jahre wurden, innerhalb drei großer Feldtests in Deutschland und der Schweiz, mehrere hundert Wärmepumpenanlagen vermessen. Die Ergebnisse dieser Studien werden mit Fokus auf Sole/Wasser-Wärmepumpen im folgenden Kapitel zusammengefasst und interpretiert.

3.1 Fraunhofer ISE - Wärmepumpen Effizienz

Das ISE-Freiburg führte in Kooperation mit verschiedenen Herstellern einen Feldtest von Wärmepumpenanlagen durch (ISE-Neubau) [30]. Die Erhebungen begannen im Jahr 2005 und dauerten fünf Jahre. Dabei wurden insgesamt 110 Wärmepumpenanlagen in Deutschland vermessen, wobei 56 der vermessenen Anlagen Sole/Wasser-Wärmepumpen sind. Bei den untersuchten Objekten handelt es sich ausschließlich um Neubauten. Im Mittel beträgt die beheizte Fläche der Objekte 200 m^2 , damit liegen die Gebäude rund 60 m^2 über dem durchschnittlichen Einfamilienhaus in Deutschland [37]. Der mittlere Heizenergiebedarf der Gebäude wurde mit $72\text{ kWh/m}^2\text{a}$ angegeben. Alle Gebäude sind mit einer Fußbodenheizung ausgestattet. Neben der Heizenergie wird bei allen Objekten auch das Trinkwarmwasser über die Wärmepumpe aufbereitet.

Für eine ganzheitliche Betrachtung wurden Temperaturen, Massen- und Energieströme der Wasserkreise sowie der Verbrauch der elektrischen Komponenten erfasst. Alle Messgrößen wurden in Minutenwerten abgespeichert. Dies entspricht, angesichts der hohen thermischen Trägheit des Gebäudes und des betrachteten

Zeitraumes, einer ausreichend hohen zeitlichen Auflösung.

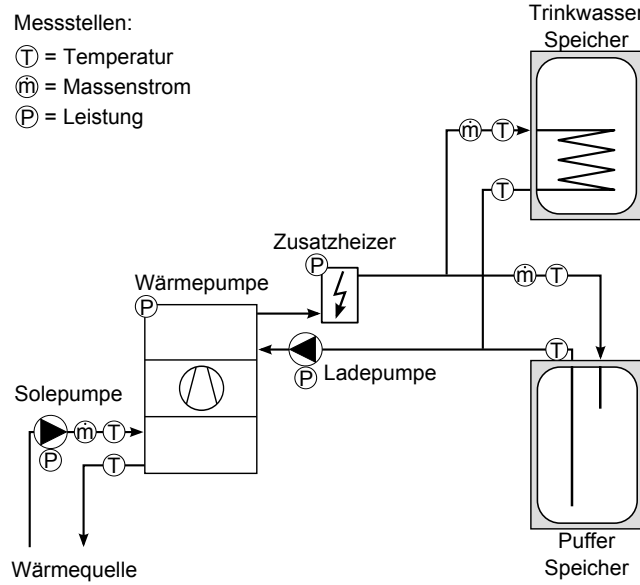


Abbildung 3.1: Schema einer typischen Wärmepumpenanlage mit Messstellen

Abbildung 3.1 skizziert den typischen Aufbau einer Wärmepumpenanlage. Zusätzlich dargestellt sind die Messstellen der aufgezeichneten Größen. Je nach räumlichen Gegebenheiten können sich die Messstellen einzelner Anlagen von Abbildung 3.1 unterscheiden. Auf Wärmequellenseite werden der Massenstrom, die Vor- und Rücklauftemperatur sowie die thermische Leistung der Sole aufgezeichnet. Auf der Wärmesenkenseite werden der Massenstrom, die Vor- und Rücklauftemperatur sowie die thermische Leistung des Heizwassers und des Brauchwassers gemessen. Alle Wasserkreise, die nach den Speichern installiert sind, werden messtechnisch nicht erfasst. Demnach können Speicherverluste sowie der Ladezustand von Trinkwasser- und Pufferspeicher nicht bewertet werden. Zudem lässt sich kein Nutzerprofil der Brauchwasserzapfungen sowie der Heizungscharakteristik ermitteln. Neben den thermischen Energien wird der elektrische Gesamtverbrauch der Anlage gemessen. Dieser besteht aus der elektrischen Leistung von Kompressor, Heizstab und Sekundärpumpen.

Für die Berechnung der JAZ_{ISE} ergibt sich nach Gleichung 3.1 als Nutzen die Summe der erzeugten thermischen Energie für Heizung und Trinkwasser der Wärmepumpe Q_{WP} und des Heizstabes Q_{ZH} . Als Aufwand definiert ist die elektrische Energie der Wärmepumpe E_{Komp} , der Solepumpe E_{Senk} und des Heizstabes E_{ZH} .

$$JAZ_{ISE} = \frac{Q_{WP} + Q_{ZH}}{E_{Komp} + E_{Senk} + E_{ZH}} \quad (3.1)$$

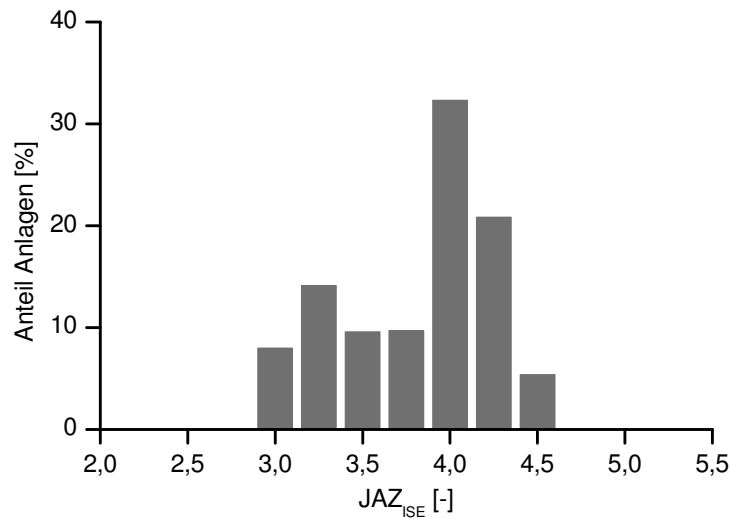


Abbildung 3.2: Häufigkeit der Arbeitszahl aller in ISE-Neubau untersuchten Sole/Wasser-Wärmepumpen

Nach Miara [30] ergibt sich für die 56 ausgewerteten Sole/Wasser-Wärmepumpen, im betrachteten Zeithorizont, eine durchschnittliche JAZ_{ISE} von 3,88. Abbildung 3.2 zeigt die Häufigkeitsverteilung der auftretenden Arbeitszahlen. Weiter leitet Miara ab, dass gründlich geplante und installierte Wärmepumpenanlagen sowohl ökologisch als auch ökonomisch sinnvoll sein können. Trotzdem ist die Bandbreite der auftretenden Arbeitszahlen mit 1,5 Punkten zwischen schlechtester und bester Anlage noch groß. Das Wärmeverteilsystem sowie die installierten Speicher beeinflussen die Arbeitszahl erheblich. Deshalb ist es, ohne Kenntnis der Randbedingungen wenig sinnvoll, eine Aussage hinsichtlich der Effizienz einer Anlage zu treffen. Ein weiteres Ergebnis der Studie zeigt [30], dass bis zu einem Heizwärmebedarf von $70 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ die JAZ der Wärmepumpe mit zunehmendem Heizwärmebedarf wächst. Die Trendlinie hat hierbei eine Steigung von 0,02 Punkten pro Kilowattstunde des spezifischen Heizwärmebedarfs. Über den Wert von $70 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ hinaus, wirkt sich der höhere spezifische Heizwärmebedarf negativ auf die Arbeitszahl aus. Zudem definierte Miara [30] drei wesentliche Einflussgruppen auf die Effizienz von Wärmepumpenanlagen:

- Wärmepumpenhersteller
- Planer und Installateure
- Benutzer

Diese von Miara [30] definierte Unterteilung der Einflussgruppen auf die Betriebsweise von Wärmepumpenanlagen wird aufgegriffen und in der folgenden Ausar-

beitung verwendet.

3.2 Fraunhofer ISE - Feldmessung Wärmepumpen im Gebäudebestand

Vom ISE-Freiburg wurde ein zweiter Feldtest, mit Fokus auf die Bestandsgebäude, zwischen den Jahren 2007 und 2009 durchgeführt (ISE-Bestand) [33]. Unter den vermessenen Anlagen befanden sich 36 Sole/Wasser-Wärmepumpen. 70 % der untersuchten Bestandsgebäude wurden vor dem Jahr 1981 gebaut. Im Durchschnitt liegt die beheizte Nutzfläche der Gebäude bei 181 m^2 . Der spezifische Wärmebedarf der Gebäude liegt im Mittel bei $177 \text{ kWh/m}^2\text{a}$. Das Wärmeabgabesystem ist in 71 % der Fälle eine Radiator Heizung, die restlichen Gebäude sind mit Fußbodenheizungen ausgestattet.

Die Bilanzierungsgrenze entspricht der aus Kapitel 3.1.

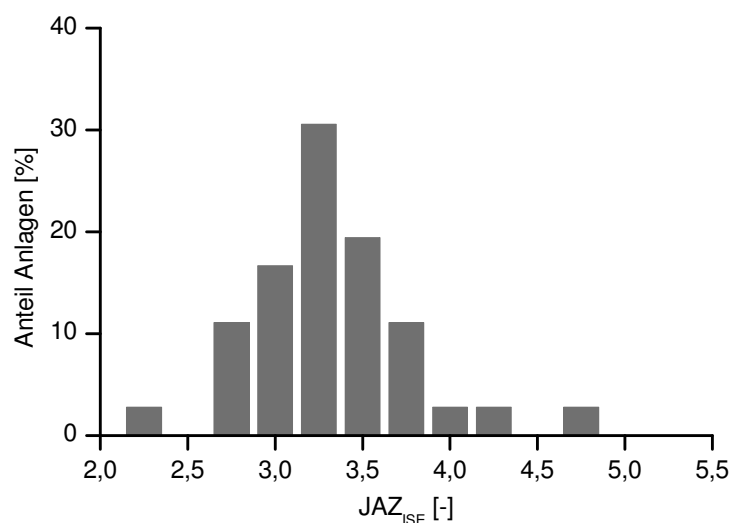


Abbildung 3.3: Häufigkeit der Arbeitszahl aller in ISE-Bestand untersuchten Sole/Wasser-Wärmepumpen

Abbildung 3.3 zeigt die Häufigkeitsverteilung der vermessenen Wärmepumpen in Bestandsgebäuden. Im Mittel liegt die Arbeitszahl der Sole/Wasser-Wärmepumpen bei $JAZ_{ISE} = 3,32$. Die Differenz zwischen schlechtester und bester Anlage liegt bei 2,5 Punkten. Diese große Bandbreite ergibt sich durch die Unterschiede der betrachteten Gebäude und der Wärmeverteilsysteme. Russ [33] kommt zu dem Ergebnis, dass Wärmepumpen auch im Altbau, gegenüber konventionellen Ölkesseln, Betriebskosten, Primärenergie und CO_2 einsparen können.

Ausschlaggebend für eine hohe Effizienz, ist eine niedrige Temperaturdifferenz zwischen Wärmesenke und Wärmequelle.

3.3 Schweizer Bundesamt für Energie - Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen

In den Jahren von 1996 bis 2003 führte das Bundesamt für Energie in der Schweiz eine Feldanalyse von insgesamt 221 Anlagen durch (FAWA) 94 davon waren Sole/Wasser-Wärmepumpenanlagen [13]. Die vermessenen Gebäude setzten sich zu 60 % aus Neubauten und zu 40 % aus Sanierungsobjekten zusammen. Der mittlere Heizenergiebedarf des Gebäudeparks wird mit 75 kWh/m²a angegeben. 76 % der Gebäude sind hierbei mit einer Fußbodenheizung ausgestattet, Radiator-Heizungen sind fast ausschließlich in Sanierungsobjekten zu finden. Die Warmwassererzeugung wird in 50 % der Objekte über die Wärmepumpe abgedeckt.

Messtechnisch erfasst wurden der Stromverbrauch der Wärmepumpenanlage sowie die abgegebene Wärmemenge der Wärmepumpe. Diese Daten wurden vom Bauherren in der Regel wöchentlich abgelesen und protokolliert, was lediglich Aussagen über gemittelte Monatswerte zulässt. Die Systemgrenzen zur Ermittlung der Arbeitszahl unterscheiden sich von den in den ISE-Studien getroffenen Annahmen. Berechnet wird die JAZ_{FAWA} nach Gleichung 3.2.

$$JAZ_{FAWA} = \frac{Q_{Spei}}{E_{Komp} + E_{Spei} + E_{Senk,dp} + E_{ZH}} \quad (3.2)$$

Bei der FAWA-Studie wird, sobald ein Speicher vorhanden ist, nur die tatsächliche Nutzwärme nach dem Speicher betrachtet. Speicherverluste fließen demnach mit in die Berechnung der JAZ_{FAWA} ein. Die zusätzlichen Wärmeverluste können mit einem Anteil von 1 % an der von der Wärmepumpe erzeugten Gesamtenergie angegeben werden (siehe Kapitel 5). Diese Annahme wirkt sich nachteilig auf die JAZ aus. Des Weiteren wird auch der elektrische Verbrauch der Pumpen auf der Wärmesenkenseite beachtet. Dafür wird der Energieverbrauch der Solepumpe $E_{Senk,dp}$, der zum Überwinden der Druckverluste im Verdampfer notwendig ist, mitbilanziert. Zudem wird nicht das ganze Jahr betrachtet sondern ausschließlich die Heizsaison zwischen Anfang Oktober und Ende April. Das wiederum wirkt sich positiv auf die JAZ_{FAWA} aus, da in den Sommermonaten nur Trinkwarmwasser mit einer schlechteren Arbeitszahl erzeugt wird. In Summe gleichen sich die Einflussfaktoren nahezu aus, so dass der direkte Vergleich der Arbeitszahl gerechtfertigt ist.

Abbildung 3.4 stellt die Häufigkeitsverteilung der Sole/Wasser-Wärmepumpen aus der FAWA-Studie dar. Im Mittel erreichen die 94 Anlagen eine JAZ_{FAWA} von 3,56. Werden die beiden JAZ aus den vorangegangenen ISE-Feldmessungen zusammengeführt und gemäß ihrem Anteil aus Neubau- und aus Bestandsgebäuden gewichtet, so ergibt sich eine JAZ_{ISE} von 3,62. Die Ergebnisse aus den ISE-Studien und der FAWA-Studie sind demnach nahezu identisch. Die Differenz zwischen schlechtester und bester Anlage aus der FAWA-Studie nimmt im Vergleich zur ISE-Bestand-Studie nochmals zu und erreicht einen Wert von 3 Punkten. In der FAWA-Studie wurde neben der Systemeffizienz auch das Alterungsverhalten der Anlagen untersucht. In den acht ausgewerteten Betriebsjahren wurde keine Verschlechterung der Arbeitszahlen festgestellt werden. Darüber hinaus wurde erkannt, dass die installierten Heizstäbe in der Praxis nicht zum Einsatz kommen und ein Großteil der Wärmepumpenanlagen überdimensioniert ist, denn die durchschnittliche Auslastung der monovalent betriebenen Wärmepumpen beträgt bei Auslegungsbedingungen lediglich 66 %.

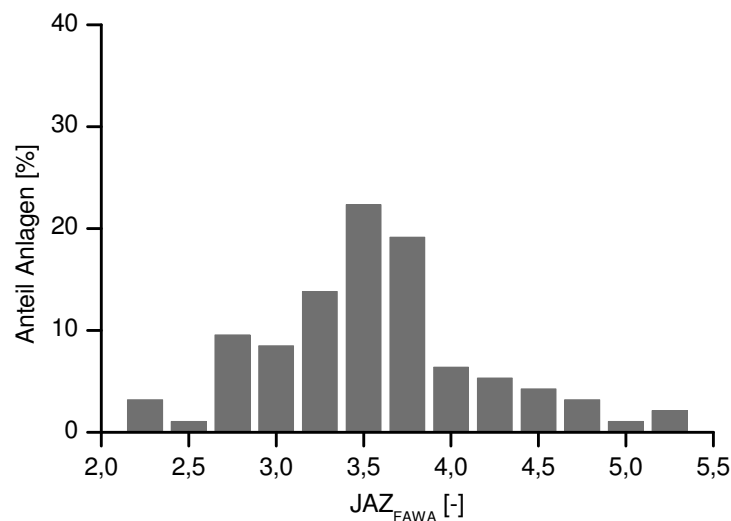


Abbildung 3.4: Häufigkeit der Arbeitszahl aller während der FAWA-Studie untersuchten Sole/Wasser-Wärmepumpen

3.4 Interpretation der Ergebnisse

3.4.1 Bewertung der Jahresarbeitszahl

Werden alle drei Studien zusammengefasst, so liegt die Mittlere Arbeitszahl der 186 untersuchten Sole/Wasser-Wärmepumpenanlagen bei 3,59. In Deutschland

wird die Effizienz des Kraftwerkparkes, bezogen auf den Energiegehalt der fossilen Brennstoffe, mit 40 % angegeben. Wird diese Annahme auch hier zugrundegelegt, sind Wärmepumpenanlagen primärenergetisch effizienter als Wärmeerzeuger, die direkt fossile Energien verbrennen, sobald eine JAZ von 2,5 überschritten wird. Bezogen auf diesen einen Wert ist es aus primärenergetischer Sicht also sinnvoll Wärmepumpen zur Gebäudeklimatisierung einzusetzen.

Orientiert an der staatlich geforderten Arbeitszahl für eine finanzielle Förderung von 3,8 für Sole/Wasser-Wärmepumpen, ist das erzielte Ergebnis unzureichend. Diese Effizienz muss von einem Fachunternehmer nach VDI 4650 [42] bescheinigt werden. Die VDI 4650 Norm ist in der Fachwelt sehr umstritten, da die Berechnung der JAZ auf Basis des $COPs$ ermittelt wird. Der COP jedoch ist eine unter Laborbedingungen ermittelte stationäre Effizienz in nur einem Messpunkt und somit mit den dynamischen Randbedingungen aus dem Feld nicht direkt vergleichbar ([38], [28]). Bauherren wird oft die von der Bundesregierung geforderte Arbeitszahl versprochen. Rein formal ist diese auch leicht erreichbar, im realen Einsatz jedoch nur selten. Aus dieser Diskrepanz resultieren unzufriedene Bauherren und Imageschäden am System Sole/Wasser-Wärmepumpe.

Dabei ist das Einsparpotential enorm. Laut Statistischem Bundesamt Deutschland wurden im Jahr 2009 468 Milliarden Kilowattstunden Primärenergie für Raumwärme in privaten Haushalten aufgewendet [27]. Würde man diese Energie komplett mit Wärmepumpen erzeugen und die in den Feldmessungen ermittelte JAZ von 3,6 sowie eine Effizienz der deutschen Kraftwerke von 0,38 ansetzen [31], reduziert sich der Energieverbrauch um 30% auf 325 Milliarden Kilowattstunden pro Jahr. Demzufolge könnten, basierend auf dem aktuellen Kraftwerkmix, 85 Millionen Tonnen CO_2 eingespart werden [17].

3.4.2 Streuung der Arbeitszahl

Die Messergebnisse der Felduntersuchungen zeigen auf, dass die Differenz zwischen den schlechtesten und besten Anlagen groß ist. Das Wärmepumpen-Testzentrum (WPZ) Buchs in der Schweiz ermittelt seit Jahren als unabhängige Prüfeinrichtung die $COPs$ von Wärmepumpen nach DIN EN 14511.

Die Häufigkeitsverteilung der JAZ_{ISE} sowie des $COP_{DIN14511}$ aller in den ISE-Studien untersuchten Sole/Wasser-Wärmepumpenanlagen wird in Abbildung 3.5 gezeigt. Der $COP_{DIN14511}$ wird nach Angaben des WPZ [14] im Betriebspunkt Sole-Eintrittstemperatur $0^\circ C$ und eine Wasser-Austrittstemperatur $35^\circ C$ angegeben. Es wurden die $COPs$, entsprechend den Installationsjahren der Wärme-

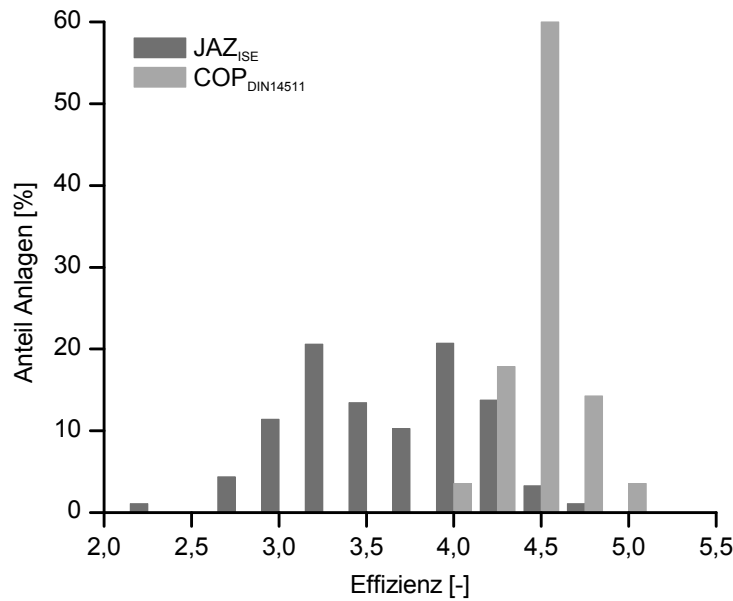


Abbildung 3.5: Häufigkeit der Arbeitszahl aller während der ISE-Studien untersuchten Sole/Wasser-Wärmepumpen, sowie des $COP_{DIN14511}$ der vom Wärmepumpen-Testzentrum untersuchten Sole/Wasser-Wärmepumpen im Betriebspunkt S0/W35 in den Jahren 2005 bis 2008

pumpenanlagen, über die Jahre 2005 bis 2008 berücksichtigt. Im Durchschnitt erreichen die 92 vermessenen Wärmepumpen eine JAZ_{ISE} von 3,62. Der mittlere $COP_{DIN14511}$ der installierten Anlagen im betrachteten Zeitraum wird mit 4,49 angegeben. COP und JAZ dürfen nicht direkt miteinander verglichen werden, da sie unterschiedliche Effizienzen beschreiben. Der COP ist als stationäre Effizienz in einem definierten Betriebszustand zu verstehen und wird aus Leistungen berechnet. Die Arbeitszahl beschreibt eine gemittelte Systemeffizienz über einen definierten Zeitraum, errechnet aus Energiesummen.

Aus Abbildung 3.5 geht dennoch hervor, dass die Bandbreite zwischen der schlechtesten und besten gemessenen Effizienz im Feld stark gegenüber der ermittelten Bandbreite im Labor zu nimmt. Sie beträgt bei den ausgewerteten ISE-Feldmessungen 2,5. Allein durch eine Variation in der Effizienz der installierten Wärmepumpen kann die große Streuung nicht erklärt werden. Die Streuung im $COP_{DIN14511}$ beträgt lediglich 1,25. Neben der Geräteeffizienz muss es also noch weitere wesentliche Einflussfaktoren geben. Ein Schwerpunkt in Kapitel 5 ist die Ermittlung dieser Einflussfaktoren.

3.4.3 Betriebsverhalten ausgewählter Anlagen

Die Messwerte einzelner Wärmepumpenanlagen aus dem in Kapitel 3.1 vorgestellten Feldtest liegen in Minutentaktung vor. Anhanddessen kann eine detaillierte Aussage über deren Betriebsverhalten getroffen werden.

Abbildung 3.6 zeigt das Betriebsverhalten zweier baugleicher 9 kW Wärmepumpen, verbaut in unterschiedlichen Gebäuden. Dargestellt ist die Kompressorleistung über jeweils einen Referenztag im Winter hinweg. Die Wärmepumpen werden an unterschiedlichen Orten unter variierenden klimatischen Bedingungen betrieben. Die Referenztage wurden hinsichtlich eines minimalen Unterschiedes der äußeren Randbedingungen ausgewählt. Beide Referenztage unterscheiden sich in der mittleren Außentemperatur um 0,5 K und in der von der Wärmepumpe erzeugten Wärmemenge um 3,4 kWh. An den betrachteten Tagen wurden im Mittel 36,0 kWh an thermischer Energie durch die Wärmepumpen übertragen. In beiden Gebäuden wird eine Fußbodenheizung zum Heizen der Räume verwendet. Als Wärmequelle dienen jeweils zwei 70 m tiefe Erdsonden. Beide Gebäude unterscheiden sich in der Größe und installierten Anlagentechnik. Wärmepumpe₂ ist in einem um 70 m² größeren Gebäude verbaut, zusätzlich verfügt diese Anlage über einen Pufferspeicher.

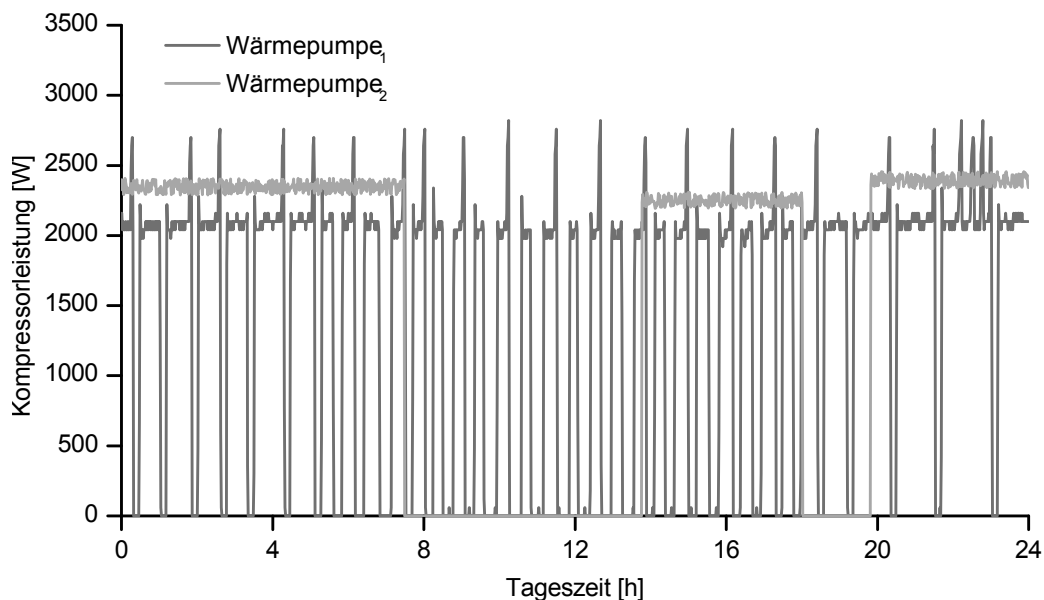


Abbildung 3.6: Kompressorleistung zweier baugleicher Wärmepumpen installiert in unterschiedlichen Gebäuden

Das Betriebsverhalten beider Wärmepumpenanlagen unterscheidet sich deutlich. Wärmepumpe₁ durchläuft am Referenztag 36 Ein/Aus-Zyklen, wohingegen Wärmepumpe₂ nur 3 Mal eingeschaltet wird. Die Gesamtlaufzeit beider Anlagen

unterscheidet sich dabei lediglich um 24 min. Wärmepumpe₂ zeigt dabei das deutlich günstigere Betriebsverhalten. Zum Einen reduzieren sich Startverluste durch weniger Zyklen, zum Anderen ist der Verschleiß bei längeren Laufzeiten geringer. Die Verluste durch das ständige Starten von Wärmepumpe₁ zeigt sich auch in den entsprechenden Tagesarbeitszahlen. Die Tagesarbeitszahl von Wärmepumpe₂ ist um 25 % größer als die von Wärmepumpe₁. Ursache für das schlechtere Abschneiden von Wärmepumpe₁ ist eine Überdimensionierung der Anlage.

Abbildung 3.7 zeigt die Auslastung in Tageswerten beider Anlagen in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Werden beide Punktwolken jeweils durch eine Gerade approximiert, so sind zwei unterschiedliche Steigungen zu erkennen. Bei einer Außentemperatur von -10°C ergibt sich eine Auslastung von lediglich 63 % bei Wärmepumpe₁, wohingegen Wärmepumpe₂ eine Auslastung von 102 % aufweist. Die Temperatur von -10°C entspricht hierbei einem typischen Bivalenzpunkt in Deutschland.

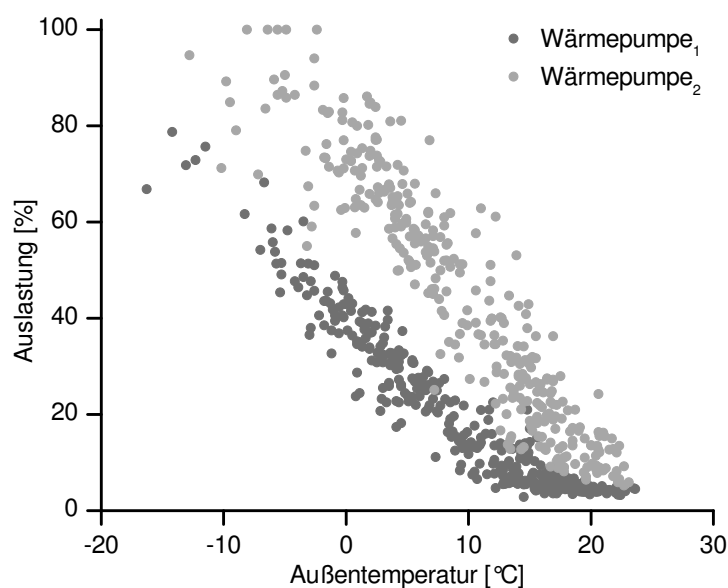


Abbildung 3.7: Auslastung in Tageswerten von Wärmepumpenanlagen in Abhängigkeit von der Außentemperatur

Anhand dieses Beispiels konnte gezeigt werden, dass die Auslegung entscheidenden Einfluss auf das Betriebsverhalten von Wärmepumpenanlagen hat. Eine überdimensionierte Auslegung führt aufgrund der häufigeren An/Aus-Zyklen nicht nur zu einer kürzeren Lebensdauer, sondern auch zu einer niedrigeren Systemeffizienz.

3.4.4 Ansätze zur Verbesserung der mittleren Arbeitszahl

Wie bereits beschrieben, beträgt die durchschnittliche Arbeitszahl aller 186 vermessenen Sole/Wasser-Wärmepumpen 3,59. Es sind zwei Ansätze denkbar, um die mittlere Arbeitszahl eines Anlagenparks zu steigern. Durch die Optimierung jeder einzelnen oder lediglich der schlechtesten Anlagen.

Abbildung 3.8 zeigt die Häufigkeitsverteilung der Arbeitszahl aller untersuchten Sole/Wasser-Wärmepumpen. Beide Möglichkeiten, die durchschnittliche Arbeitszahl eines Anlagenparks zu verbessern, sind hier gegenübergestellt.

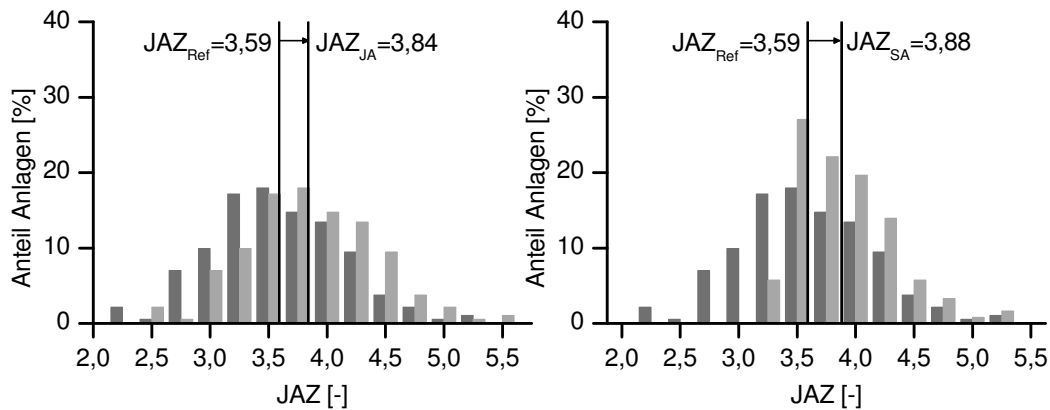


Abbildung 3.8: Häufigkeit der Arbeitszahl aller untersuchten Sole/Wasser-Wärmepumpen. Links: Verbesserung durch Steigerung der Arbeitszahl jeder einzelnen Anlage um 0,25 Punkte; Rechts: Verbesserung durch Steigern der schlechtesten 33 % der Anlagen

Auf der linken Seite ist eine Verbesserung der durchschnittlichen Arbeitszahl durch Anheben jeder einzelnen Arbeitszahl um 0,25 Punkte dargestellt. Dadurch steigt auch die durchschnittliche Arbeitszahl um 0,25 Punkte auf 3,84. Die Optimierung kann jedoch nur durch eine Erhöhung der Geräteeffizienz der Wärmepumpe erfolgen. Denn es muss davon ausgegangen werden, dass bei Anlagen mit ohnehin hoher Arbeitszahl eine weitere Verbesserung durch Anpassung der Regelstrategie oder der Anlagenauslegung nicht mehr möglich ist. Legt man den installierten Anlagen einen nach WPZ ermittelten COP von 4,3 zugrunde, müsste dieser um 10 % gesteigert werden um das erklärte Ziel zu erreichen. Wärmepumpen gelten jedoch als technisch derart ausgereift, dass sie bereits jetzt rund 80 % der theoretisch maximal möglichen Effizienz erreichen [20]. Hierbei wird zu Grunde gelegt, dass die Verbesserungsmaßnahmen auch wirtschaftlich noch sinnvoll sind. Eine Verbesserung der Wärmepumpe um 0,25 Punkte ist daher mit erheblichem Aufwand verbunden.

Ein neuer Ansatz, rechts in Abbildung 3.8 dargestellt, ist die Steigerung

der mittleren Arbeitszahl durch eine Optimierung der schlechtesten Anlagen. Es wird angenommen, dass die Effizienz des schlechtesten Drittels der Anlagen dem Durchschnittswert der restlichen Anlagen, durch Optimierung des Betriebs und der Auslegung, angeglichen werden kann. Diese Annahme ist gerechtfertigt, da bereits zwei Drittel aller Anlagen mit dieser Effizienz betrieben werden können. Durch diese Maßnahme würde sich die mittlere Arbeitszahl auf 3,88 verbessern. Demnach kann mit wesentlich geringerem Aufwand national gesehen das selbe Ergebnis erzielt werden.

Kapitel 4

Modellbildung

In nachfolgendem Kapitel werden analog zu Kapitel 2, die wichtigsten Modelle der Systemsimulation vorgestellt. Abschließend erfolgt eine Validierung des Gesamtmodells anhand von Messdaten aus einem Feldtest.

4.1 Einführung in die Modellbibliothek

Für die in dieser Arbeit vorgestellten Simulationen wurde eine auf MATLAB® Simulink® basierende Modellbibliothek verwendet. Mittels dieser Bibliothek ist es möglich, eine ganzheitliche Gebäudesimulation durchzuführen. Neben der Analyse des Raumklimas kann so zum Beispiel der Einfluss einer Warmwasserzapfung durch den Bewohner auf die Systemeffizienz bewertet werden. Gemäß Abbildung 4.1 wird die Simulationsumgebung in drei Teile segmentiert, die Randbedingungen, das Gebäude-Energie-System und die Auswertungseinheit.

Die allgemeingültigen Parameter werden im Block Randbedingungen festgelegt. Darunter fallen Start- und Enddatum der Simulation, die Szenarien für Energiekosten, das Nutzerverhalten sowie die klimatischen Randbedingungen. Das Gebäude-Energie-System beinhaltet das eigentliche Simulationsmodell. Es wird zwischen Gebäude- und Energiesystem unterschieden. Über das Gebäudemodell wird das sich einstellende Raumklima abhängig von ein- und ausgehenden Energieströmen berechnet. Hinter dem Energiesystem verbirgt sich die Anlagentechnik mit Regelung. Mit der Auswertungseinheit können aufgezeichnete Signale zu sinnvollen Kenngrößen verarbeitet werden. Zu Vektoren gebündelte Signalstränge ermöglichen die Kommunikation zwischen den einzelnen Blöcken.

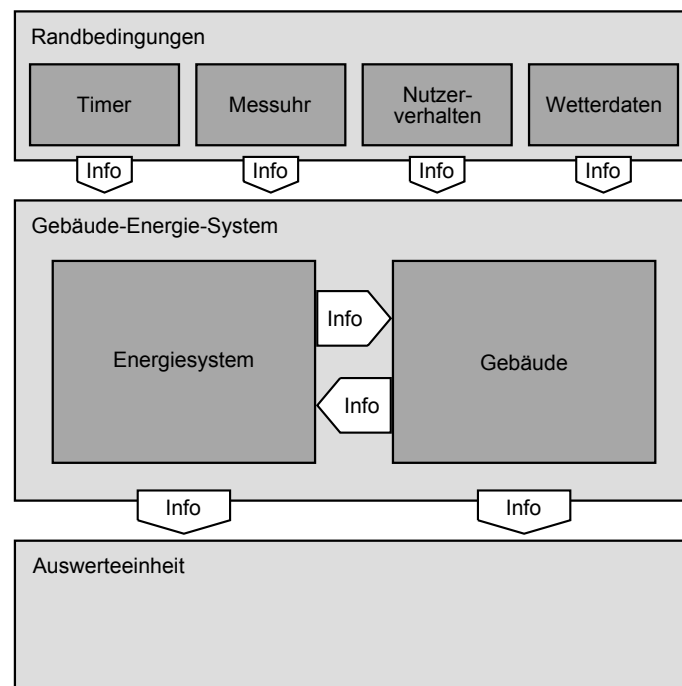


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau der Systemsimulation

4.2 Randbedingungen

Für eine ganzheitliche Gebäudesimulation ist es notwendig, alle Einflussparameter abzubilden. Darunter fallen neben der rein thermischen Simulation der Anlagenkomponenten auch das Nutzerverhalten und sich ändernde Preisszenarien.

4.2.1 Nutzerverhalten

Einen großen Einfluss auf das Systemverhalten nimmt der Nutzer. Er wird hier in drei Nutzertypen eingeteilt, den „Standard-“, den „Minimal-“ und den „Komfort-Nutzer“. Sie unterscheiden sich in den gewünschten Wohlfühltemperaturen sowie verbrauchten Energiemengen. Der „Standard-Nutzer“ entspricht hierbei den Werten eines Durchschnittsdeutschen, der „Minimal-Nutzer“ einem kostenorientierten Nutzer und der „Komfort-Nutzer“ einem komfortorientierten Nutzer. In ihren Profilen kann jeweils hinterlegt werden, wie sie sich bei zu hoher Raumtemperatur verhalten. Öffnen sie das Fenster um zu lüften oder lassen sie es geschlossen? Zudem können Nachtabsenzzeiten und manuelles Abschalten der Heizung während der Sommermonate umgesetzt werden.

Die Anwesenheit einer Person hat ebenfalls Auswirkungen auf das Raumklima. Diese trägt sowohl Wärme als auch Feuchtigkeit in den Raum ein. Neben den technischen Daten, ist für den Nutzer daher auch ein Anwesenheitsprofil in den

einzelnen Räumen hinterlegt. Die entsprechenden Nutzerdaten werden aus einer Datenbank in die Simulation eingelesen.

4.2.2 Wetterdaten

Die Wetterdaten stammen vom „U.S. Department of Energy“ [40]. Dort werden für mehr als 1000 Orte auf der Welt die Klimadaten ausgewertet. Sie repräsentieren ein Normjahr für den entsprechenden Standort, ermittelt aus den letzten 20 Jahren. Aus diesem Datensatz werden die für die Simulation relevanten Parameter extrahiert und in sinnvollen Zeitschritten abgelegt. Die durch die Sonne emittierten und durch die Wolken gestreuten Strahlen werden in 0,25 Stundenschritten zusammengefasst, in Stundenwerten die Luft-Klimabedingungen wie Temperatur, Luftfeuchtigkeit, Windgeschwindigkeit, Windrichtung, Luftdruck sowie der Bewölkungsgrad. Die Temperatur des Erdreichs in unterschiedlichen Tiefen ist in Monatswerten gespeichert.

4.3 Modellierung Anlagentechnik

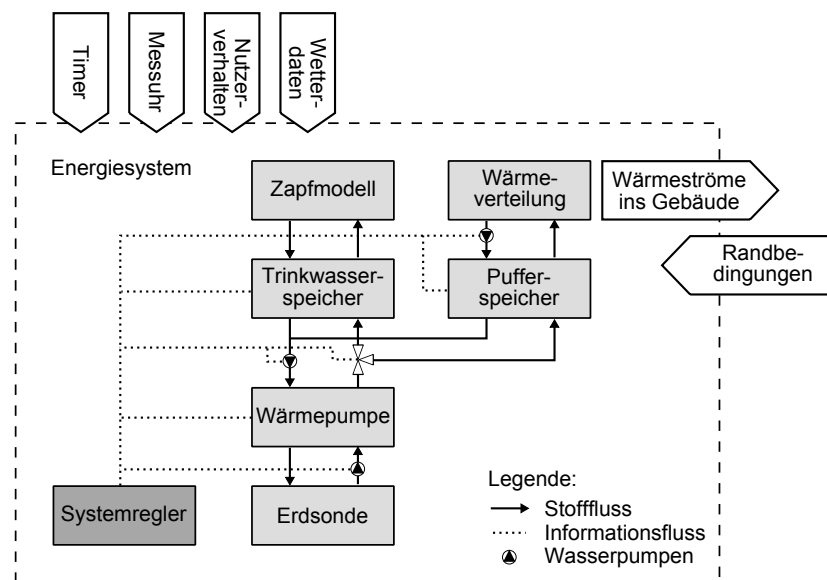


Abbildung 4.2: Schematischer Aufbau des Energiesystems

Abbildung 4.2 beschreibt die schematische Verschaltung der Komponenten im Energiesystem. Die durchgezogenen Linien stellen die Stoffströme die gestrichelten Linien den Austausch von Informationen in Form von Steuersignalen dar. Über die Systemgrenzen werden Informationen mit dem Gebäudemodell ausge-

tauscht. Im Energiesystem werden die Wärmeströme in die jeweilige Gebäudezone berechnet. Aus diesen ergeben sich im Gebäude veränderte Oberflächen- und Lufttemperaturen, welche in einem weiteren Berechnungsschritt wiederum als neue Temperaturrandbedingungen in das Energiesystem einfließen. Diese besteht aus einem Systemregler, einer Erdsonde, einer Wärmepumpe, einem Speicher für Trink- und Heizwasser, einem Zapfmodell für Trinkwasser und einem Wärmeverteilungssystem.

4.3.1 Erdsonde

Die Simulation der Erdsonde wird in zwei Teilprobleme aufgespalten. Zum Einen in die Berechnung des sondennahen Erdreichs und zum Anderen in die Wärmeübertragung vom Erdreich auf das strömende Wärmeträgerfluid. Beide Teilmodelle werden anhand eines Massenknotenverfahrens berechnet. Verbunden sind sie über die durchschnittliche Soletemperatur aus auf- und abströmender Sole sowie die Temperatur der Sonden-Hinterfüllung. Das in [21] beschriebene Verfahren wird erweitert, um das dynamische Verhalten von Soletemperaturen detailliert berechnen zu können.

Das Erdreich wird in zylindrische Scheiben mit einer Höhe von jeweils 5 m aufgeteilt. Durch Vernachlässigung der vertikalen Wärmeleitung im Erdreich und unter Verwendung von Zylinderkoordinaten, kann die Wärmeleitungsgleichung innerhalb jeder Schicht eindimensional nach den Fourier-Gleichungen gelöst werden. In radialer Richtung wird das Erdreich in fünf Massenknoten unterteilt. Die Abstände sind hierbei nicht äquidistant, um der höheren Dynamik im Sonden-nahbereich, Rechnung zu tragen. Diese Aufteilung liefert einen guten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeit.

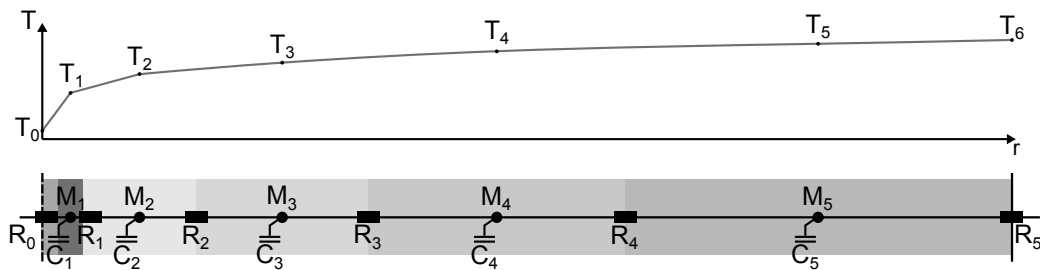


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung des Massenknotenmodells im Erdreich mit skizzierten Temperaturverlauf in den Massenknoten

In Abbildung 4.3 ist die schematische Darstellung des Massenknotenmodells im Erdreich mit skizzierten Temperaturverlauf zu sehen. Abgebildet sind die

jeweilige Wärmekapazität C_n , die Wärmeleitfähigkeit R_n und die einzelnen Massenketten M_n . Im oberen Bereich von Abbildung 4.3 ist die sich einstellende Temperatur T_n der entsprechenden Massenketten skizziert. Diese werden von zwei Temperaturrandbedingungen eingeschlossen, T_0 entspricht der Durchschnittstemperatur aus ab- und aufströmendem Wärmeträgerfluid, T_6 beschreibt die ungestörte Erdoberflächtemperatur. Die Änderung der inneren Energie eines Massenketten M_n kann in Zylinderkoordinaten allgemeingültig mit Gleichung 4.1 beschrieben werden:

$$\begin{aligned} dU_n &= C_n \cdot \frac{T_n}{dt} \\ &= \frac{1}{R_{n-1}} \cdot (T_{n-1} - T_n) + \frac{1}{R_n} \cdot (T_{n+1} - T_n) \end{aligned} \quad (4.1)$$

mit :

$$\begin{aligned} C_n &= c_v \cdot \rho \cdot \pi \cdot l \cdot (r_{n+1}^2 - r_n^2) \\ R_n &= \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_m} \cdot \ln \frac{r_m}{r_{m-1}} \end{aligned}$$

Mit r_n wird hierbei der Radius des Übergangs zweier Massensegmente bezeichnet, mit r_m der Radius des jeweiligen Massenketten. λ_m steht für die Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs im jeweiligen Massensegment.

Analog zur Modellierung des Erdreichs zeigt Abbildung 4.4 eine schematische Darstellung des Massenkettenmodells im Übergangsbereich zwischen Sonden hinterfüllung und Wärmeträgerfluid.

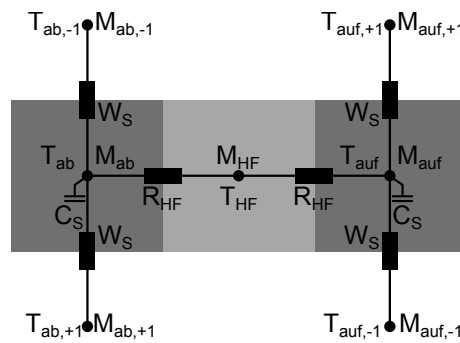


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung des Massenkettenmodells im Übergangsbereich zwischen Sonden hinterfüllung und Wärmeträgerfluid

Dargestellt sind hier die Rohre der ab- und aufströmenden Sole, sowie ein Massenketten für die Hinterfüllung der Erdsonde. Die Temperatur der Hinterfüllung T_{HF} entspricht hierbei der ersten Massenketten temperatur T_1 im Erdreichmodell.

Über diese Temperatur sind beide Teilmodelle, Erdreich und Wärmeträgerfluid, miteinander gekoppelt. Gleichung 4.2 leitet die Formel zur Berechnung der Fluidtemperatur im abströmenden Rohrsegment her. Die Berechnung der aufströmenden Sole erfolgt analog.

$$\begin{aligned} dU_{ab} &= C \cdot \frac{T_{ab}}{dt} \\ &= W_S \cdot (T_{ab-1} - T_{ab}) - W_S \cdot (T_{ab+1} - T_{ab}) \\ &\quad + \frac{1}{R_{HF}} \cdot (T_{HF} - T_{ab}) \end{aligned} \quad (4.2)$$

mit :

$$\begin{aligned} C &= c_p \cdot M \\ W_S &= c_p \cdot \dot{m} \\ R_{HF} &= \frac{1}{\pi \cdot l \cdot \lambda \cdot Nu} \end{aligned}$$

Mit W_S wird hierbei der Wärmekapazitätsstrom des strömenden Wärmeträgermediums bezeichnet. Die Berechnung des Wärmeübergangs von Fluid auf Sondenwand ist mit dem thermischen Widerstand R_{HF} beschrieben. Er ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit des Fluides und den Oberflächeneigenschaften des Sondenrohrs.

4.3.2 Physikalisch modellierte Wärmepumpe

In Zusammenarbeit mit der TLK-Thermo GmbH wurde ein physikalisches Modell einer Sole/Wasser-Wärmepumpe erarbeitet. Da Verfahren zur Lösung geschlossener Gleichungssysteme unter Simulink[®] oft nicht konvergieren, wurde das Modell in der Simulationssprache Modelica umgesetzt und über einen Datenserver in die Simulink[®]-Umgebung eingebettet.

Der Kompressor wird mit drei Wirkungsgraden in Abhängigkeit vom Verhältnis Hoch- zu Niederdruck beschrieben. Gleichung 4.3 beschreibt die isentrope Effizienz. Sie bildet das Verhältnis zwischen isentroper und realer Enthalpiedifferenz. Die effektive isentrope Effizienz, abgebildet durch Gleichung 4.4, definiert die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors. Mit der volumetrischen Effizienz, Gleichung 4.5, wird der geförderte Kältemittelmassenstrom beschrieben. Sie bildet das Verhältnis von tatsächlich gefördertem zu theoretisch maximal förderbarem Massenstrom.

$$\eta_{isen} = \frac{\Delta h_{Komp,isen}}{\Delta h_{Komp,real}} \quad (4.3)$$

$$\eta_{effis} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_{Komp,isen}}{P_{Komp}} \quad (4.4)$$

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}}{n_{Komp} \cdot h_{ub,Komp} \cdot \rho} \quad (4.5)$$

Die Wärmeübertrager werden durch ein Finites-Volumen-Verfahren abgebildet. Dafür wird der Wärmeübertrager in n Volumen unterteilt und die Wärmeübertragung für jedes Volumenelement einzeln berechnet. Jedes der Elemente besteht wiederum aus drei Teilvolumina, einem für das Kältemittel, einem für das Wärmeübertragermaterial und einem für das Wärmeträgerfluid. Durch eine Verknüpfung aller Zellen ist somit die Realisierung eines Wärmeübertragermodells aus finiten Volumina möglich. Je nach Volumentyp wird zwischen einem konvektiven Wärmeübertragungskoeffizienten und einem Wärmeleitwiderstand unterschieden. Der Wärmeübertragungskoeffizient der Fluide ist als Funktion des Massenstromes modelliert. Der Wärmeleitwiderstand des Wärmeübertragermaterials wird als konstant betrachtet. Die zur Verfügung stehenden Wärmeübertragerflächen sowie Material- und Fluidvolumina werden über geometrische Parameter festgelegt.

Die isenthalpe Expansion des Kältemittels wird über das Expansionsventil in Abhängigkeit vom Öffnungsquerschnitt dargestellt. Über die Drehzahl des Kompressors und den Öffnungsquerschnitt des Expansionsventils wird die Wärmepumpe geregelt.

4.3.3 Kennlinienmodell der Wärmepumpe

Für Jahressimulationen ist die Verwendung einer physikalisch modellierten Wärmepumpe nicht praktikabel. Zum Einen ist die Detailtiefe des Modells zu groß, zum Anderen sind die Rechenzeiten zu lang. Infolgedessen war es notwendig, ein Kennlinienmodell für kurze Simulationszeiten zu entwickeln. Das Kennlinienmodell besteht aus zwei biquadratischen Polynomen, jeweils eines für die thermische Leistung und eines für die elektrische Kompressorleistung, sowie zwei thermischen Massen, um die Wärmepumpendynamik abzubilden.

$$\dot{Q} = (K_1 + K_2 \cdot T'_{Quel} + K_3 \cdot T'_{Senk} + K_4 \cdot T'_{Quel} \cdot T'_{Senk} + K_5 \cdot T'^2_{Quel} + K_6 \cdot T'^2_{Senk}) \quad (4.6)$$

Gleichung 4.6 zeigt das biquadratische Polynom, um die thermische Leistung der Wärmepumpe zu berechnen. Die thermische Leistung wird in Abhängigkeit von der Wärmequellen-Eintrittstemperatur T'_{Quel} und der Wärmesenken-Eintrittstemperatur T'_{Senk} modelliert. Beide Temperaturen sind hierbei auf den Absoluten Nullpunkt von $-273,15^\circ\text{C}$ normiert. Die Koeffizienten K_1 bis K_6 können durch Optimieren des quadratischen Fehlers zwischen Referenzdaten und Polynom gefunden werden.

Als Referenzdaten dienen die über das physikalische Wärmepumpenmodell erzeugten Datensätze. Die Auswirkungen von Parametervariationen auf Komponentenebene können mit kurzer Simulationsdauer somit auch auf Systemebene analysiert werden.

4.3.4 Speicher

Das Speichermodell setzt auf ein Simulationsmodell des Solar-Institutes Juelich auf und beruht auf einem eindimensionalen Berechnungsmodell [19]. Der Speicher wird in n horizontale Schichten unterteilt und für jede Schicht wird die Temperaturänderung dT_n/dt aus den jeweiligen Wärmeströmen berechnet.

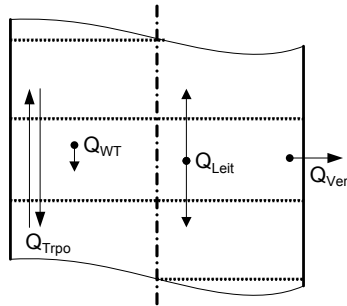


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung des Speichermodells

In Abbildung 4.5 sind die Wärmeströme durch Verluste über die Speicheraußenwand \dot{Q}_{Verl} , die axiale Wärmeleitung durch das Fluid und die Speicherkomponenten \dot{Q}_{Leit} sowie der Wärmetransport bei Durchströmung des Speichers \dot{Q}_{Trpo} abgebildet. Befindet sich in der betrachteten Schicht ein Wärmeübertrager, werden ein- und ausgetragener Wärmestrom \dot{Q}_{WT} beachtet. Es wird immer von einer idealen Schichtung des Speichers ausgegangen. Mathematisch wird der Speicher durch Gleichung 4.7 beschrieben.

$$\begin{aligned}
\rho c_p \frac{dT_n}{dt} &= \dot{Q}_{Verl} + \dot{Q}_{Leit} + \dot{Q}_{Trpo} + \dot{Q}_{WT} \\
&= \frac{U_{Verl} A_{Verl}}{V_n} \cdot (T_\infty - T_n) + \frac{\lambda_{eff}}{dH^2} \cdot (T_{n, auf} + T_{n, ab} - 2T_n) \\
&\quad + \frac{\dot{m}_{auf} \cdot c_p}{V_n} \cdot (T_{n, ab} - T_n) + \frac{\dot{m}_{ab} \cdot c_p}{V_n} \cdot (T_{n, auf} - T_n) \\
&\quad + \frac{U_{WT} A_{WT}}{V_n} \cdot (T_{WT} - T_n)
\end{aligned} \tag{4.7}$$

Mit dem ersten Term aus Gleichung 4.7 werden die Wärmeverluste an die Umgebung berechnet. Hierbei ist U_{Verl} der Wärmedurchgangskoeffizient des Speichers an die Umgebung. Mit A_{Verl} wird die beteiligte Fläche bezeichnet. V_n ist das betrachtete Volumen der Speicherschicht, T_∞ die Umgebungstemperatur. Der zweite Term beschreibt die Wärmeleitung im Speicher. λ_{eff} ist die effektive Wärmeleitfähigkeit. Sie errechnet sich aus der Wärmeleitfähigkeit von Fluid, Speicherwand und Wärmeübertrager. dH ist der Abstand zweier Speichermassenknoten, $T_{n, auf}$ die Temperatur der darüberliegenden und $T_{n, ab}$ die Temperatur der darunterliegenden Speicherschicht. Summand drei und vier beschreiben den Wärmestrom durch Transport. Mit \dot{m}_{auf} und \dot{m}_{ab} werden hierbei die auf- und abströmenden Massenströme bezeichnet. Der letzte Term beschreibt die übertragene Wärme durch einen Wärmeübertrager. Analog zum Wärmeverlust nach außen ist U_{WT} der Wärmedurchgangskoeffizient, A_{WT} die beteiligte Fläche und T_{WT} die Temperatur des Wärmeübertragers.

4.3.5 Wärmeverteilung

Über die Wärmeverteilung werden die aus Flächenheizungen, Speichern und Wasserleitungen resultierenden Wärmeströme berechnet. Die Wärmeverluste werden den entsprechenden Gebäudezonen als Wärmegewinn zugeführt. Für jeden Raum des Gebäudes kann ein individuelles Heizsystem, in Form einer Radiator- oder Fußbodenheizung, gewählt werden.

Die Größe der Radiatorheizung errechnet sich in Anlehnung an die VDI 6030 zur Auslegung von freien Raumheizflächen [43]. In Abhängigkeit von Heizbedarf, der gewünschten Raumtemperatur und der Vor- und Rücklauftemperatur, ergibt sich die benötigte Fläche des Heizkörpers.

Für Fußbodenheizungen ergibt sich die Fläche aus der Raumgröße. Das Heizungsventil ist mit einem elektrisch betriebenen Stellmotor ausgestattet. Deshalb kann hier ein linearer Zusammenhang zwischen Ventilhub und Durchflusskoeffi-

zient angesetzt werden.

4.3.6 Trinkwasserzapfung

Für die Zapfung von Trinkwasser wurde ein eigenes Zapfmodell entwickelt. Es besteht aus einer Mischbatterie zwischen kaltem und warmem Wasser sowie einer „Zapflogik“. Im Nutzerprofil sind gezapfte Wassermenge, Zapftemperatur und Zapfzeitpunkt hinterlegt. Die „Zapflogik“ setzt die hinterlegten Anforderungen um. Wird vom Nutzer eine Zapfung gefordert, versucht die „Zapflogik“ die gewünschte Temperatur mit der Mischbatterie einzuregeln. Aufgrund des ausgekühlten Wassers in den Leitungen kann nicht sofort Warmwasser bereit gestellt werden. Die Zapfung verlängert sich um die Zeit bis erstmals die geforderte Wassertemperatur erreicht wird. Anhand des Zapfmodells kann der Einfluss von Zirkulationsleitungen, in Bezug auf Komfort und Energieeffizienz bewertet werden.

4.3.7 Regler

Im Systemregler wurden die Funktionen analog zum BBT100 von Buderus umgesetzt. Reglerfunktionen, die für die Simulation nicht nötig sind, wie zum Beispiel extra Warmwasseraufbereitung, wurden nicht berücksichtigt. Grundsätzlich werden Heizungs- und die Warmwasseranforderung getrennt voneinander ermittelt. Eine Logik priorisiert die Anforderungen je nach Betriebszustand. Die Sekundärpumpen werden in Abhängigkeit von den Einschaltzeiten des Wärmeerzeugers und über den Betriebsmodus des Systemreglers gesteuert. Ausgenommen ist die Zirkulationspumpe, die über eine eigene tageszeitabhängige Regelung verfügt.

Der Systemregler unterscheidet zwischen zwei Betriebsmodi, dem Sommer- und dem Heizbetrieb. Dabei sind Heizanforderungen nur in zweitem zulässig. Der Systemregler schaltet in den Heizmodus, sobald die Außentemperatur für eine zuvor festgelegte Mindestzeit unterhalb der Heizgrenztemperatur liegt. Die Soll-Vorlauftemperatur wird in Abhängigkeit von der Heizkurve ermittelt. Eine Anpassung der Soll-Vorlauftemperatur durch Sperrzeiten, Nachtabsenkungen und Raumtemperaturmessungen ist möglich. Um die An/Aus-Zyklen der Wärmepumpe zu reduzieren, wird die Soll-Vorlauftemperatur mit einer zeitabhängigen Schaltdifferenz zwischen Ein- und Ausschalttemperatur versehen. Bei Unterschreiten der Einschalttemperatur entsteht eine Heizungsanforderung und wird bei Überschreiten der Ausschalttemperatur wieder aufgehoben.

Eine Warmwasseranforderung besteht, sobald die Temperatur im Trinkwasserspeicher unter die Einschalttemperatur gefallen ist. Die Anforderung erlischt

jedoch sobald die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe oberhalb der Ausschaltemperatur liegt. Um die Bildung von Legionellen zu verhindern, wird der Warmwasserspeicher bis zu dreimal pro Woche eine Stunde lang auf 65 °C erhitzt.

Erlaubt der Bewohner den Einsatz eines Heizstabes zur Unterstützung der Wärmepumpe, wird dieser in drei Fällen aktiviert. Entweder fällt die Außentemperatur unter den Bivalenzpunkt oder die Wärmepumpe erreicht die Ausschaltemperatur nicht innerhalb der definierten Zeit. Bei der thermischen Desinfektion des Trinkwasserspeichers wird der Heizstab generell zugeschaltet.

4.3.8 Hydraulische Komponenten

Die Elemente der Heizungsanlagen werden über hydraulische Komponenten miteinander verbunden. Darunter fallen die Wasserpumpen- und Leitungsmodelle.

Das grundlegende Verhalten von Wasserpumpen wurde bereits in Kapitel 2.1.5 vorgestellt. Es wird angenommen, dass die Pumpenkennlinie durch eine quadratische Gleichung beschreibbar ist. Zur Spezifizierung der Pumpenkennlinie müssen ein Betriebspunkt, die maximale Förderhöhe und das maximale Fördervolumen bekannt sein. Mittels dieser Angaben können die Koeffizienten $b_{1,Pump}$ bis $b_{3,Pump}$ aus Gleichung 4.8 bestimmt werden. Durch Division mit der Dichte des Fluids ρ_{Fluid} kann in SI-Einheiten gerechnet werden. Die Definition einer relativen Drehzahl n_{rel} ermöglicht es, das Verhalten einer drehzahlgeregelten Pumpe darzustellen.

$$dp_{Pump} = b_{1,Pump} \cdot n_{rel}^2 + b_{2,Pump} \cdot \frac{n_{rel}}{\rho_{Fluid}} \cdot \dot{m} + b_{3,Pump} \cdot \frac{1}{\rho_{Fluid}^2} \cdot |\dot{m}| \cdot \dot{m} \quad (4.8)$$

Eine Analyse von Messdaten ergab, dass auch die Effizienz der Wasserpumpe über eine quadratische Gleichung approximiert werden kann. Die Effizienz der Wasserpumpe ist bei maximaler Förderleistung und maximaler Förderhöhe Null. In diesen Punkten kann keine hydraulische Arbeit verrichtet werden. Daraus ergibt sich für die Effizienz der Wasserpumpe η_{Pump} in Abhängigkeit von Pumpendrehzahl und maximaler Effizienz η_{max} Gleichung 4.9.

$$\eta_{Pump} = \dot{m} \cdot \left(\frac{-4 \cdot \eta_{max} \cdot n_{rel}^2}{\dot{m}_{max}^2} \right) \cdot (\dot{m} - \dot{m}_{max}) \quad (4.9)$$

Abschließend kann die elektrische Leistungsaufnahme der Wasserpumpe durch Gleichung 4.10 ermittelt werden.

$$P_{Pump} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta p}{\rho_{Fluid} \cdot \eta_{Pump}} \quad (4.10)$$

Die Erwärmung des Fluids durch die Abwärme des Elektromotors sowie die Dissipation in der Pumpe wird separat berechnet.

Analog zum Modell der Wasserpumpe werden zur Simulation der Rohre hydraulische und thermische Vorgänge getrennt betrachtet. Umgesetzt wurde ein Leitungsmodell nach [25]. Der Druckverlust im Rohr wird aus geometrischen Daten, Stoffeigenschaften sowie der Strömungsform bestimmt. Je nach laminarer, transienter oder turbulenter Strömung ergibt sich der Rohrreibungsbeiwert. Zur Berechnung der orts- und zeitabhängigen Temperatur wird das Rohr in finite Abschnitte unterteilt. Die Temperatur eines Abschnittes wird jeweils über den Wärmeverlust und die Temperatur des vorhergehenden Abschnitts bestimmt. Der Wärmedurchgangskoeffizient wird berechnet unter Berücksichtigung der Wärmeleitung in der Rohrwand und des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Lage des Rohres.

Für komplexe hydraulische Verschaltungen wurde ein Modell für T-Stücke entwickelt [25], das eine Aufteilung der Massenströme gemäß dem Druckverlust im jeweiligen Leitungsstrang ermöglicht.

4.4 Modellierung Gebäude

Das Gebäudemodell besteht aus dem in Simulink® eingebetteten TRNSYS-Modell „TRNSYS-Type 56 Multi Zone Building“ [39]. Bestandteile davon sind vier beheizte Zonen und eine unbeheizte, in der sich die Anlagentechnik befindet. Das Raumklima wird jeweils durch einen Massenknoten in der Luft und sechs Massenknoten auf den angrenzenden Oberflächen beschrieben.

Die Änderung der inneren Energie dU_{Luft} des Luftmassenknotens setzt sich aus konvektiven Wärmeströmen zusammen. Gleichung 4.11 stellt diesen Zusammenhang dar. Je nach Wärmequelle lässt sich der konvektive Wärmestrom weiter unterteilen. Die Summanden in Gleichung 4.11 sind folgende: der durch eine undichte Gebäudehülle von der Außenluft in den Raum getragene Wärmestrom mit \dot{Q}_{KonA} ; der Luftaustausch mit benachbarten Räumen \dot{Q}_{KonR} , verursacht durch Temperaturunterschiede; der Wärmestrom \dot{Q}_{KonL} durch kontrollierte Raumlüftung; die im betrachteten Raum erzeugte Konvektion \dot{Q}_{KonI} durch anwesende Personen, Beleuchtung, Heizkörper oder sonstige Wärmequellen.

$$\frac{dU_{Luft}}{dt} = \dot{Q}_{KonA} + \dot{Q}_{KonR} + \dot{Q}_{KonL} + \dot{Q}_{KonI} \quad (4.11)$$

Die innere Energie dU_{Wand} eines Oberflächenknotens wird vom Strahlungsaustausch mit der Umgebung und von der Wärmeleitung beeinflusst. Nach Gleichung 4.12 sind die Wärmeströme im Einzelnen: der Strahlungsaustausch mit den angrenzenden Oberflächen im Raum \dot{Q}_{StrW} ; die Strahlungsgewinne verursacht durch solare Strahlung sowie durch nutzerspezifische Wärmequellen \dot{Q}_{StrS} ; die Wärmeleitung durch Verbindung der beiden Oberflächenknoten auf beiden Seiten der Wand \dot{Q}_{StrQ} .

$$\frac{dU_{Wand}}{dt} = \dot{Q}_{StrW} + \dot{Q}_{StrS} + \dot{Q}_{StrQ} \quad (4.12)$$

4.5 Validierung des Gesamtmodells

Eine Validierung der einzelnen Komponenten des Gesamtsystems wird in diesem Abschnitt nicht behandelt. Diese wurde während der Entwicklung der jeweiligen Modelle durchgeführt. Im folgenden Abschnitt wird gezeigt, dass das Gesamtmodell reales Verhalten zeigt. Dafür werden Messdaten aus der ISE-Neubau-Feldmessung (3.1) verwendet. Die in Tabelle 4.1 zusammengefassten Daten des Gebäudes stammen aus Planungsunterlagen und aufgezeichneten Messdaten.

Beschreibung	Wert
Beheizte Wohnfläche	190 m ²
Absolute Heizenergie	27 040 kWh/a
Relative Heizenergie	142 kWh/m ² a
Absolute Trinkwasserenergie	1700 kWh/a
Heizungstyp	Fußbodenheizung
Thermische Leistung Wärmepumpe	9 kW
Wärmequelle	2 Sonden a 72 m
Inhalt Pufferspeicher	300 l
Inhalt Trinkwasserspeicher	284 l
Durchschnittliche jährliche Außentemperatur	9,8 °C

Tabelle 4.1: Gebäudedaten der Referenzanlage aus ISE-Neubau Feldtest

In der Simulation müssen mehr als 250 Parameter festgelegt werden. Ein Fitting jedes einzelnen Parameters ist aus Mangel an Informationen nicht möglich. Folglich wurde ein Großteil der Parameter mittels Standardwerten abgeschätzt. Ziel dieser Arbeit ist es nicht ein bestehendes Gebäude möglichst exakt nachzubilden und zu optimieren, sondern den Einfluss unterschiedlicher Parameter auf

die Systemeffizienz allgemeingültig zu analysieren. Mit einer Verifizierung soll daher lediglich nachgewiesen werden, dass das prinzipielle Verhalten der Modelle korrekt ist.

Die klimatischen Bedingungen, allen voran die Außentemperatur, haben starken Einfluss auf das Systemverhalten. Da an der gewählten Referenzanlage selbst keine Wetterdaten erhoben wurden, wurde für das Referenzjahr auf die Tagesmittelwerte der nächstgelegenen Wetterstation des Deutschen Wetterdienstes zurückgegriffen [9]. In diesem Datensatz sind keine Informationen über minimale und maximale Tagestemperaturen enthalten. Demnach können diese Daten nicht als direktes Eingangssignal in die Simulation verwendet werden. Für Simulationsrandbedingungen steht ein Wetterdatensatz gemäß Kapitel 4.2.2 für die Region des Referenzgebäudes zur Verfügung. Obwohl dieser Datensatz die notwendigen Informationen enthält, deckt er sich nicht mit den Mittelwerten aus dem Referenzdatensatz. Dementsprechend wurde dieser so modifiziert, dass zumindest die Monatsmittelwerte beider Klimadaten übereinstimmen. Durch lokale Gegebenheiten der Referenzanlage, wie zum Beispiel Verschattung durch Bäume, können dennoch erhebliche Unterschiede zwischen dem realen und dem für die Simulation verwendeten Wetterdatensatz auftreten.

Zunächst wurden die bestimmbaren Parameter der Teilmodelle berechnet. Für das Gebäudemodell war die beheizte Grundfläche bekannt. Die benötigte Heizenergie konnte aus der von der Wärmepumpe übertragenen Wärme abgeschätzt werden. Aufgrund dieser beiden Informationen wurde das Gebäudemodell, mit minimalem Unterschied zwischen der Heizenergie aus der Simulation und dem Referenzgebäude, parametrisiert. Die Einstellungen der Heizungs-Heizkurve wurden von einer Analyse der Vorlauftemperatur, als Funktion der Außentemperatur abgeleitet. Die zur Erwärmung des Trinkwassers benötigte thermische Energie sowie die gewünschte Warmwassertemperatur konnten ebenfalls aus den Messdaten der Referenzanlage extrahiert werden. Das Nutzermodell wurde entsprechend angepasst.

Abbildung 4.6 zeigt das thermische Verhalten des Ladekreises der Wärmepumpe von Simulation und Referenzanlage. Die Messwerte der Referenzanlage sind mit gestrichelter Linie dargestellt, mit durchgezogener Linie die der Simulation. Das obere Diagramm zeigt die übertragene thermische Energie von Heiz- und Trinkwarmwasser pro Tag im Jahresverlauf. Dargestellt sind jeweils die Mittelwerte der entsprechenden Monate. In der Simulation werden im Jahresdurchschnitt täglich 4,4 kWh weniger an thermischer Energie produziert als im Referenzgebäude. Vor- und Rücklauftemperatur der Wärmepumpe in Monatsmittelwerten sind

auf den unteren beiden Diagrammen abgebildet. Die Messwerte sind um Stillstandszeiten der Anlage bereinigt. Die Vorlauftemperatur des Solekreises ist bei der Simulation im Jahresmittel um 0,1 K, die Rücklauftemperatur um 0,2 K zu niedrig, um die Daten des Referenzgebäudes zu treffen.

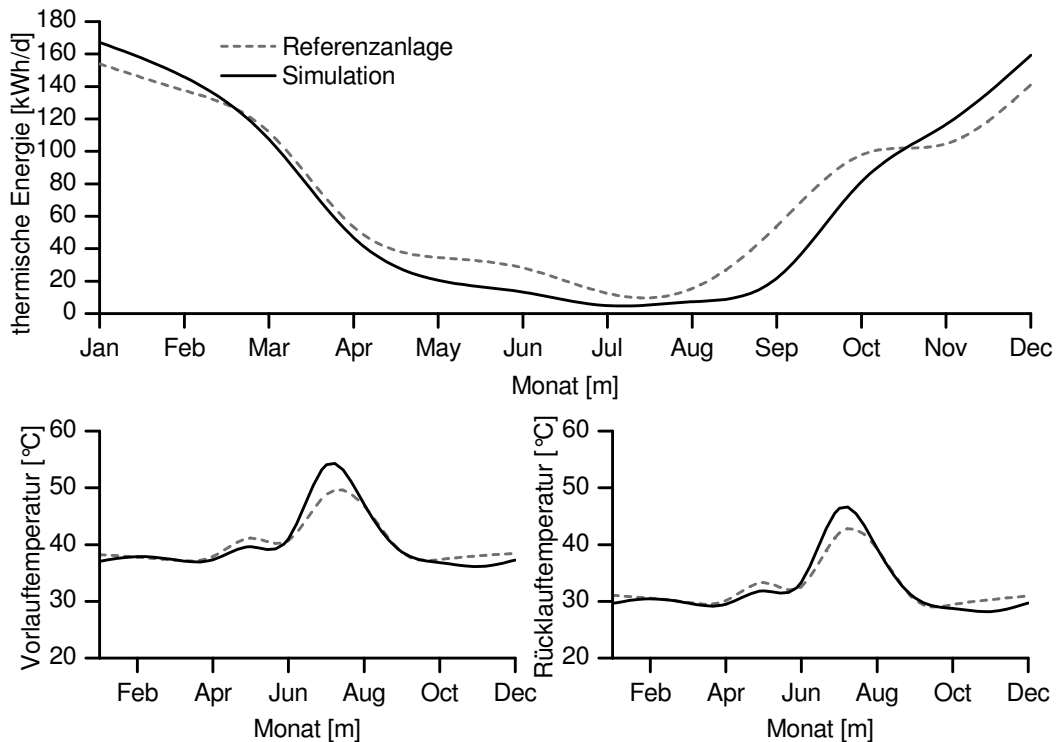


Abbildung 4.6: Die übertragene thermische Energie (oben), die Vorlauftemperatur (unten links) und die Rücklauftemperatur (unten rechts) des Ladekreises aufgetragen über die Monate von Simulation und Referenzanlage

Für die Parametrierung der Wärmequellenseite war lediglich die Länge der Bohrungen bekannt. Über die Eigenschaften des Erdreiches oder die verwendeten Sondenrohre lagen keine Informationen vor. Um Einflüsse der Wärmesenkenseite auszuschließen, wurde in einem separaten Modell zunächst nur das Erdreich anhand der Referenzmessdaten des Solekreises kalibriert.

Abbildung 4.7 veranschaulicht das thermische Verhalten des Solekreises in einer Jahressimulation des Gesamtsystems. Im oberen Diagramm wird die dem Erdreich entzogene thermische Energie pro Tag im Jahresverlauf dargestellt. Im Jahresdurchschnitt liegt die simulierte thermische Energie um 2,6 kWh/d unter der des Referenzgebäudes. In den unteren Diagrammen werden Vor- und Rücklauftemperatur der Sole in Monatsmittelwerten gezeigt. Die Werte sind um die Stillstandszeiten der Wärmepumpe bereinigt. Im Jahresmittel stimmen die Vorlauftemperaturen aus Referenzanlage und Simulation überein, die Rücklauftem-

peratur ist bei der Simulation um 0,3 K niedriger.

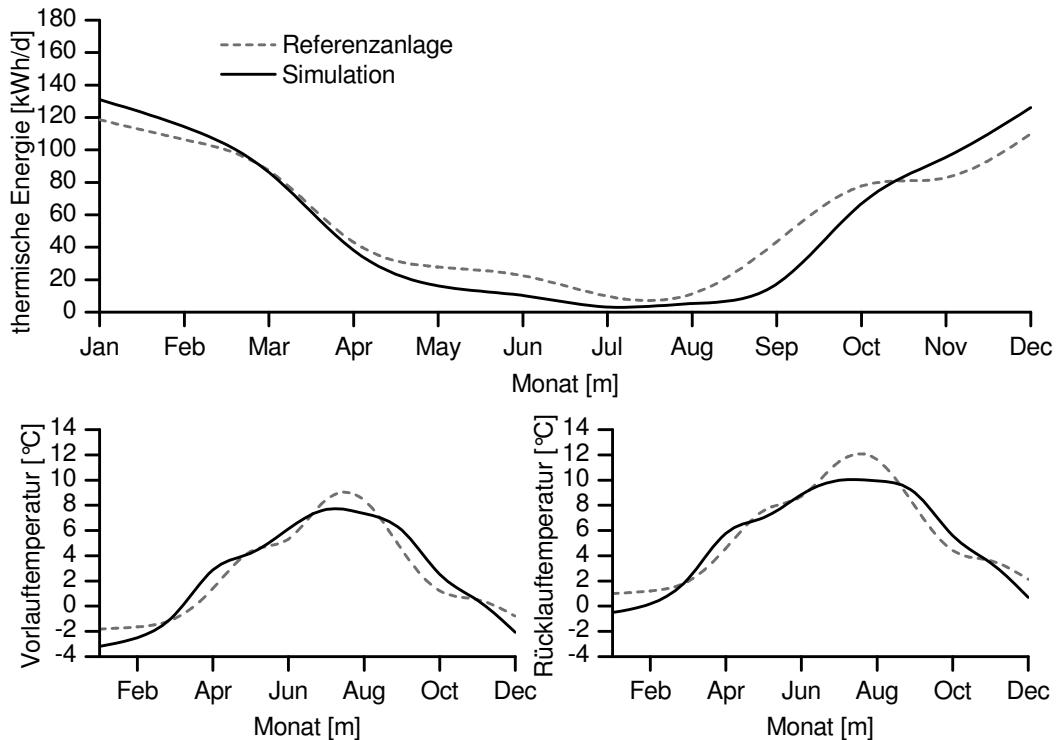


Abbildung 4.7: Die übertragene thermische Energie (oben), die Vorlauftemperatur (unten links) und die Rücklauftemperatur (unten rechts) des Solekreises aufgetragen über die Monate von Simulation und Referenzanlage

Neben dem thermischen Verhalten wurde ebenfalls der Verbrauch der elektrischen Komponenten aus Simulation und Referenzgebäude verglichen. Die Typen der verbauten Wärmepumpe sowie der installierten Wasserpumpen waren bekannt. Die Simulationsmodelle der Wasserpumpen wurden aus Katalogdaten generiert. Entscheidend für die sich einstellenden Volumenströme und den elektrischen Verbrauch der Wasserpumpen sind die Druckverluste in den Leitungen, diese waren in der Referenzanlage unbekannt.

Für den elektrischen Verbrauch der Anlagenkomponenten lässt sich das in Abbildung 4.8 dargestellte Verhalten erzeugen. Im linken Diagramm wird die täglich aufgenommene elektrische Energie der Wärmepumpen im Jahresverlauf abgebildet. Für die simulierte Wärmepumpe ergibt sich im Jahresmittel ein um 0,7 kWh/d niedrigerer elektrischer Verbrauch. Das rechte Diagramm zeigt die verbrauchte elektrische Energie pro Tag aller zum Betreiben der Anlage notwendigen Sekundärpumpen im Verlauf eines Jahres. Im Mittel werden bei der Simulation 0,4 kWh/d weniger elektrische Energie pro Tag benötigt.

Aus den übertragenen thermischen und elektrischen Energien ergeben sich

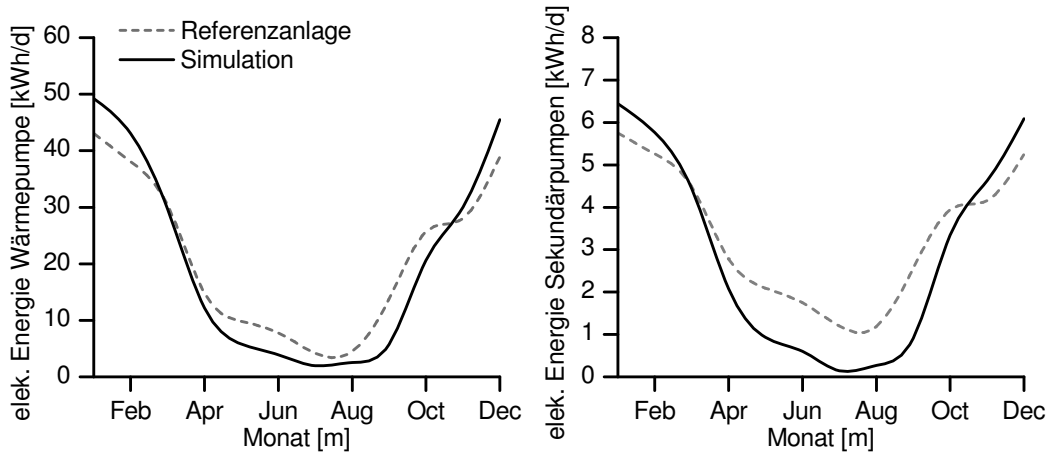


Abbildung 4.8: Die verbrauchte elektrische Energie der Wärmepumpe (links) und der Sekundärpumpen (rechts), von Simulation und Referenzanlage, aufgetragen über die Monate

die in Abbildung 4.9 dargestellten Arbeitszahlen; links die MAZ_{Komp} der Wärmepumpe, aus Simulation und Referenzanlage im Jahresverlauf. Die MAZ_{Komp} der simulierten Wärmepumpe ist hierbei um 0,1 Punkt schlechter. Die MAZ_{ISE} , dargestellt im rechten Diagramm, deckt sich im Jahresmittel.

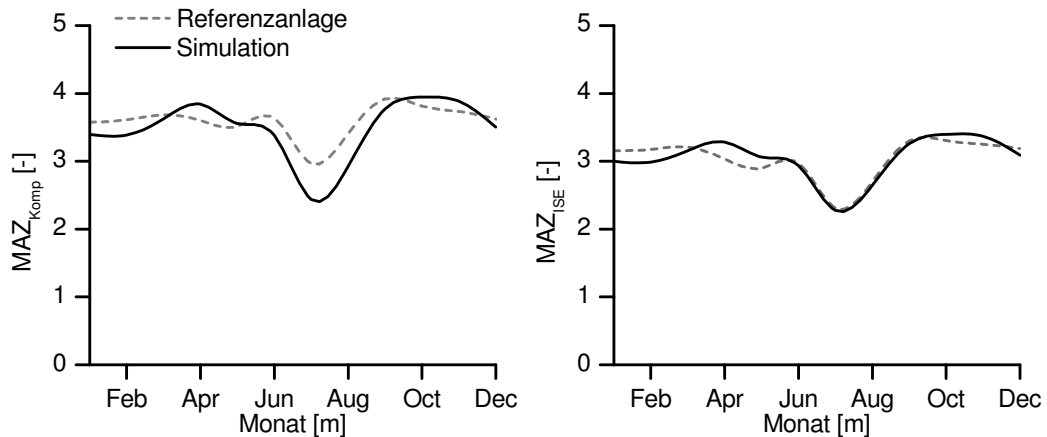


Abbildung 4.9: Der COP der Wärmepumpe (links) und die MAZ des Systems (rechts) von Simulation und Referenzanlage aufgetragen über die Monate

Die Unterschiede zwischen Simulation und Referenzanlage entstehen während der Sommermonate. Trotz der warmen Jahreszeit ist die Heizungsanlage des Referenzgebäudes aktiv und erzeugt das ganze Jahr über Heizenergie. Zur gleichen Zeit wird in der Simulation deutlich weniger Energie verbraucht. Für die Monate April bis September beträgt der Unterschied der übertragenen thermischen Energie im Ladekreis $13,9 \text{ kWh/d}$. Da alle unbekannten Parameter in der Simulation

so geschätzt wurden, dass die Jahresmittelwerte möglichst exakt übereinstimmen, liegt der simulierte Verbrauch im Winter über dem des Referenzgebäudes. Auch eine Auswertung der Vor- und Rücklauftemperatur des Ladekreises bestätigt diese Annahme. Die Wassertemperatur im Ladekreis bildet sich aus dem gewichteten Mittel zwischen Trinkwarm- und Heizwassererzeugung. In den Wintermonaten dominiert die Heizwassererzeugung, was zu einem niedrigeren Temperaturniveau führt. In den Sommermonaten steigt der prozentuale Anteil der Trinkwarmwassererzeugung, was ein höheres Temperaturniveau erklärt. Zeigen Simulation und Referenzanlage im Winter noch ein ähnliches Temperaturniveau, so liegt aufgrund des geringeren Heizwasserenergieanteils der Simulation, das Temperaturniveau in den Sommermonaten über dem der Referenzanlage.

In Kapitel 4.5 konnte gezeigt werden, dass trotz vieler geschätzter Parameter und geringer Abweichungen das prinzipielle Verhalten der Referenzanlage abgebildet werden kann. Die Modelle können verwendet werden, um den Einfluss variierender Parameter auf das Systemverhalten, zu analysieren.

Kapitel 5

Variation der Einflussfaktoren auf Wärmepumpenanlagen

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse aus einer fundierten Analyse der Betriebszahlen von Wärmepumpenanlagen vorgestellt. Dabei konnten, durch eine systematische und ganzheitliche Variation der Simulationsparameter, erstmals Bedingungen vergleichbar mit einer Feldmessung geschaffen werden. Nur durch fundiertes Anlagenverständnis können Schwachstellen eliminiert und Verbesserungspotentiale identifiziert werden.

5.1 Einflussfaktoren auf das Systemverhalten

Das Systemverhalten von Wärmepumpenheizsystemen ist abhängig von einer Vielzahl von Faktoren. Aus Herstellersicht können diese, gestaffelt nach der Stärke der Einflussnahme, wie in Tabelle 5.1 dargestellt in vier Kategorien klassifiziert werden:

Stärke der Einflussnahme	Beispiele
Keine	Klima, Standort, Gebäude, Anlagentechnik
Geringe	Nutzerverhalten
Indirekte	Planer, Installateur
Direkte	Hersteller

Tabelle 5.1: Kategorisierte Einflussnahmemöglichkeiten des Herstellers auf die Betriebsweise von Wärmepumpenanlagen.

Auf äußere Randbedingungen wie Klima, Standort oder Gebäudetyp hat der Hersteller keinen Einfluss. Häufig ist die Anlagentechnik mit installierten Speichern und Heizkörpern fest vorgegeben. Durch die klimatischen Randbedingun-

gen und den Gebäudetyp wird der zu erwartende Wärmebedarf bestimmt; die Anlagentechnik legt die Volumenströme und das Temperaturniveau des Systems fest.

Geringe Einflussnahme hat der Hersteller außerdem auf den Nutzer. Dieser ist jedoch durch das gewünschte Temperaturniveau in den Zimmern und des Warmwassers maßgeblich an der Effizienz der Wärmepumpe beteiligt. Durch Anleitungen im Bedienelement der Wärmepumpe kann er den Nutzer auf energiesparende Einstellungen hinweisen und somit sein Energiebewusstsein schärfen.

Auf die Gruppe der Installateure und Planer hat der Hersteller indirekten Einfluss. Diese sind, durch Auslegung und Auswahl der Anlagenkomponenten und deren Installation, verantwortlich für einen effizienten Betrieb der Wärmepumpe. Der Hersteller kann den Planern und Installateuren durch Schulungen und strukturierte Unterlagen bei der Umsetzung der Anlage zur Seite stehen.

Direkten Einfluss hat der Hersteller lediglich auf die technische Umsetzung der Wärmepumpe. Durch die Abstimmung der Komponenten aufeinander werden die Effizienz und Wirtschaftlichkeit der Wärmepumpe bestimmt.

5.2 Simulationsrandbedingungen - EFHD

Aus den in Kapitel 5.1 vorgestellten Einflussfaktoren auf die Systemeffizienz von Wärmepumpenanlagen werden Randbedingungen für die Simulation abgeleitet. Es wird zwischen fixen und variablen Randbedingungen unterschieden. Fixe Randbedingungen sind bei allen Simulationen in ihren Werten unverändert, unter variablen Randbedingungen sind Parameter mit veränderbaren Werten zusammengefasst.

5.2.1 Fixe Randbedingungen

Unter fixen Randbedingungen wurden diejenigen Einflussfaktoren zusammengefasst, die nur schwer oder gar nicht vom Hersteller zu beeinflussen sind.

Standort

Standort für das Gebäude ist Stuttgart. Die durchschnittliche Außentemperatur liegt bei $9,1^{\circ}\text{C}$, die Erdreichtemperatur bei $8,9^{\circ}\text{C}$ und die Wassertemperatur bei $12,4^{\circ}\text{C}$. Weiter von Interesse sind der kälteste Tag mit einer mittleren Außentemperatur von $-11,8^{\circ}\text{C}$ sowie der wärmste Tag mit einer mittleren Temperatur von $34,0^{\circ}\text{C}$.

Gebäude

Das Gebäudemodell wird gemäß einem freistehenden, durchschnittlichen Einfamilienhaus (EFHD) in Deutschland parametrisiert [37]. Es ist grundsätzlich in fünf Zonen auf zwei Stockwerken unterteilt. Zonen eins und zwei befinden sich im Erdgeschoss und repräsentieren das Wohnzimmer und den Küchen-, Bade- und Flurbereich. Zonen drei und vier stellen zwei Schlafzimmer dar. Sie befinden sich im ersten Stock. Zone fünf schließt das Gebäude als nicht beheizte Fläche ab. In diesen Raum ist die Anlagentechnik installiert. Die wichtigsten Parameter können Tabelle 5.2 entnommen werden.

Parameter	Wert
Wohnfläche	141,9 m ²
Raumvolumen	443 m ³
Wohnfläche Wohnzimmer (Zone1)	35,48 m ²
Wohnfläche Küche, Bad, Flur (Zone2)	35,48 m ²
Wohnfläche Kinderzimmer (Zone3)	52,71 m ²
Wohnfläche Schlafzimmer (Zone4)	18,24 m ²
Wohnfläche Speicher (Zone5)	70,95 m ²
Durchschnittlicher Wärmedurchgangskoeffizient Gebäudehülle	0,31 W/m ² K
Relative Heizlast	74,51 W/m ²
Absolute Heizlast	10,57 kW

Tabelle 5.2: Gebäudedaten eines durchschnittlichen, freistehenden Einfamilienhauses in Deutschland

Nach der „Energieeinsparverordnung 2009“ entspricht dieses Gebäude einem energetisch gut modernisierten Einfamilienhaus [8]. Standardmäßig wird als Wärmeübergabesystem für Niedertemperaturwärmeerzeuger eine Fußbodenheizung gewählt. Dabei ist jeder Raum individuell über ein Thermostatventil geregelt.

Speicher

Als Trinkwasserspeicher dient ein indirekt beheizter Speicher. Die Bedarfsberechnung anhand der Planungsunterlagen [6] ergab, dass eine Speichergröße von 300 l ausreichend ist. Die Parameter des Modells werden aus dem Junkers-Speicher SH290RH abgeleitet.

Die Größe des Pufferspeichers nimmt nur untergeordneten Einfluss auf das System, da ab einer Größe von 300 l nur geringe Unterschiede in Jahressimulationen festzustellen sind [36]. Entscheidend ist hingegen, ob überhaupt ein Pufferspeicher installiert ist. Mit optimierter Anlagenauslegung und angepasster Regelstrategie können Systeme ohne Pufferspeicher eine bessere Arbeitszahl erreichen.

Da jedoch in den meisten Anlagen im Feld Pufferspeicher installiert sind, sollen auch in der Simulation Pufferspeicher mit einer Größe von 300 l beachtet werden. Vorbild für das Speichermodell ist hier der Junkers-Pufferspeicher PSW300.

Wasserpumpen

Volumenstrom und elektrische Leistungsaufnahme der drei Wasserpumpenmodelle für Heizkreis, Ladekreis und Zirkulation entsprechen handelsüblichen Wasserpumpen. Abweichungen gibt es beim Modell der Solepumpe, hier müssen elektrischer Verbrauch und Volumenstrom an die jeweiligen Sondentiefen angepasst werden.

5.2.2 Variable Randbedingungen

Als variable Randbedingungen werden diejenigen zusammengefasst, die direkt oder indirekt vom Hersteller zu beeinflussen sind. Wie in [30] vorgestellt, werden sie in drei Gruppen unterteilt: Hersteller, Planer/Installateur und Nutzer. Um anhand der Simulationen die Querabhängigkeiten diverser Einflüsse bewerten zu können, wurden für jede Gruppe drei Fälle definiert: „Low“, „Standard“ und „High“. Nach einer vollfaktoriellen Variation aller unter Tabelle 5.3 aufgeführten Einflussfaktoren, ergeben sich 27 verschiedene Parametersätze für die Simulation.

	Hersteller	Planer/ Installateur	Nutzer
Low	Schlechter <i>COP</i>	Schlecht geplante & installierte Anlage	Komfortorientiert
Standard	Standard- <i>COP</i>	Normal geplante & installierte Anlage	Standard
High	Guter <i>COP</i>	Gut geplante & installierte Anlage	Kostenorientiert

Tabelle 5.3: Übersicht aller variablen Einflussfaktoren

Hersteller

Der Einfluss des Herstellers wird als eine Variation des *COP* der Wärmepumpe definiert. Im Jahr 2009 wurden Sole/Wasser-Wärmepumpen im Mittel mit einem $COP_{DIN14511}$ von 4,5 im Betriebspunkt S0/W35 gemessen. Der kleinste gemessene Wert lag bei 4,0 und der höchste Wert bei 5,0 [14]. Für die Parametrierung des Kennlinienmodells wird das in Kapitel 4.3.2 eingeführte physikalische Wärmepumpenmodell verwendet. Die Parameter des Wärmepumpenmodells werden so gewählt, dass die geforderte thermische Leistung bei gewünschtem *COP* im

Betriebspunkt S0/W35 übertragen werden kann. Weitere Betriebspunkte werden ausgehend von den ermittelten Parametern berechnet. Somit kann ein vergleichbares Verhalten der Wärmepumpe bei abweichender Effizienz gewährleistet werden. In Tabelle 5.4 sind die Einflussfaktoren des Herstellers abschließend mit den in Zukunft verwendeten Abkürzungen aufgelistet.

Beschreibung	Abk.	$COP_{DIN14511}$
Schlechter COP (Manufacturer low)	MI	4,0
Durchschnittlicher COP (Manufacturer standard)	Ms	4,5
Guter COP (Manufacturer high)	Mh	5,0

Tabelle 5.4: Variable Randbedingungen in Abhängigkeit vom Hersteller-Typ

Nutzerverhalten

Für die Variation des Nutzers werden die in Kapitel 4.2.1 erläuterten Nutzer-Typen verwendet. Diese unterscheiden sich in gewünschter Zimmertemperatur, verbrauchter Warmwassermenge und ihrem Lüftungsverhalten. In Tabelle 5.5 sind die Wunschtemperaturen der einzelnen Zonen sowie die gesamt verbrauchte Wassermenge pro Tag in Abhängigkeit vom Nutzer-Typ aufgelistet.

Beschreibung	Zone1	Zone2	Zone3	Zone4	Wassermenge
Kostenorientierter Nutzer	19 °C	21 °C	19 °C	16 °C	130l/d
Standard Nutzer	21 °C	23 °C	21 °C	16 °C	162l/d
Komfortorientierter Nutzer	23 °C	24 °C	23 °C	18 °C	178l/d

Tabelle 5.5: Zonen, Wunschtemperaturen und benötigte Wassermenge aller Bewohner pro Tag in Abhängigkeit vom Nutzer-Typ

Es wird definiert, dass jeder Nutzer-Typ den Heizstab der Wärmepumpe zur Bereitstellung von Heizwasser deaktiviert hat. In der Praxis findet man zwar recht häufig aktivierte Heizstäbe, diese beeinflussen das Ergebnis jedoch so stark, dass ein Vergleich mit anderen Systemen nicht mehr sinnvoll ist [36].

Das Lüftungsverhalten des Nutzers beschreibt seine Reaktion bei zu hoher Raumtemperatur. Ist der Parameter „Raumlüftung“ gesetzt, öffnet der Nutzer bei zu hoher Zimmertemperatur das Fenster.

Durch die Installation einer Zirkulationspumpe kann der Komfort der Trinkwarmwasserzapfung gesteigert werden. Die Zirkulationspumpe fördert innerhalb eines definierten Zeitraumes permanent Warmwasser aus dem Trinkwarmwas-

serspeicher durch die Trinkwasser-Ringleitung. Das wiederum gewährleistet die unmittelbare Verfügbarkeit von heißem Wasser bei Zapfung.

Während der Sommermonate kann der Nutzer die Heizung mit dem Parameter „Sommermodus manuell“ ausschalten. Bei einer automatischen Systemregelung wird auch an kalten Sommertagen Heizenergie produziert. Dieser kurzzeitige und unnötige Energieverbrauch kann durch manuelles Ausschalten der Heizung vermieden werden. Abschließend sind die Einflussfaktoren „Nutzerverhaltens“ in Tabelle 5.6 mit ihren entsprechenden Abkürzungen aufgelistet.

Beschreibung	Abk.	Raum- lüftung	Zirkulations- pumpe	Sommermodus manuell
Kostenorientierter Nutzer (User minimal)	Um	Nein	-	Aktiv (1.5-1.10)
Standard Nutzer (User standard)	Us	Ja	-	Aktiv (15.5-15.9)
Komfortorientierter Nutzer (User comfort)	Uc	Ja	Aktiv (7 ⁰⁰ -22 ⁰⁰)	-

Tabelle 5.6: Variable Randbedingungen in Abhängigkeit vom Nutzer-Typ

Planer/Installateur

Der Einfluss vom Planer/Installateur ist numerisch schwer zu erfassen. Für die nachfolgende Untersuchung wurde der Einfluss vom Planer/Installateur auf die Einstellung der Reglerparameter, die Auslegung von Wärmepumpe und Erdsonde sowie die Isolation der Heizungsrohre begrenzt. Vernachlässigt werden, obwohl dies im Feld häufig zu beobachten ist, falsch installierte Heizungsanlagen.

Die Wärmepumpe wurde gemäß dem in Kapitel 2.2 beschriebenen Verfahren ausgelegt. Es wird angenommen, dass seitens des Energieversorgungsunternehmens keine Sperrzeiten gefordert werden und dass die Wärmepumpe monoenergetisch betrieben wird. Unter diesen Voraussetzungen müsste eine Wärmepumpe mit 7,9 kW thermischer Leistung, in das gewählte Gebäude installiert werden. Da Wärmepumpen jedoch nur in gestaffelten Größen auf dem Markt verfügbar sind, wählt der durchschnittliche Planer in der Regel die nächstgrößere Wärmepumpe mit 9 kW aus. Der schlechte Planer entscheidet sich für die Wärmepumpe mit 11 kW, um einen höheren Sicherheitsfaktor einzukalkulieren. Der gute Pla-

ner hingegen entscheidet sich für die 7 kW Wärmepumpe, da er die Möglichkeit sieht, durch eine höhere Auslastung und geringere Taktungen den Verschleiß der Wärmepumpe möglichst gering halten möchte.

Die Tiefe der Erdsonde wird aus der erwarteten Last der Wärmepumpe und dem *COP* berechnet. Laut der Daten aus den Planungsunterlagen wird eine Sondenlänge von 120 m für die Wärmepumpe empfohlen. Viele Planer berechnen zusätzlich einen Sicherheitsfaktor auf die Sondenlänge, da die Beschaffenheit des Bodens häufig unbekannt ist. Die Leistung der Solepumpe wird an die Sondenlänge angepasst. Laut FAWA [13] ist mit einer durchschnittlichen Leistung von 2 W/m Erdsondenlänge zu rechnen. Der Solevolumenstrom wird so angepasst, dass sich bei Normbedingungen eine Temperaturspreizung von 3 K über die Wärmequelle ergibt.

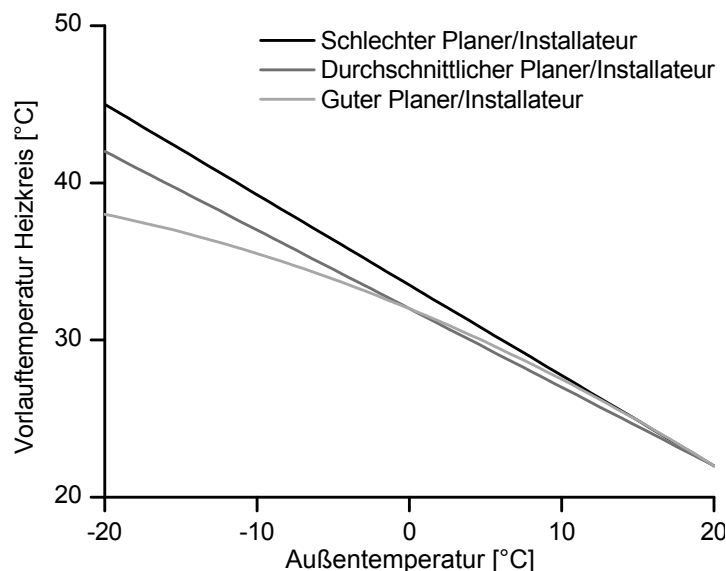


Abbildung 5.1: Skizzierte Heizkurve der drei Planer/Installateur-Typen

Erfahrungsgemäß werden ca 80 % der Regler mit Werkseinstellungen betrieben, statt auf die vor Ort herrschenden Betriebsbedingungen ausgerichtet zu werden. Dabei ist die Anpassung der Reglerparameter essentiell für den effektiven Betrieb einer Wärmepumpe. Einige dieser Parameter können ausschließlich während der ersten Betriebsmonate der Anlage optimiert werden, da das Nutzerverhalten sowie exakte Gebäudeparameter, wie die Heizlast, unbekannt sind. Diese Aufgabe kann nur durch den Bewohner selbst oder eine automatisierte Technik geleistet werden. Zuvor muss der Installateur jedoch eine sinnvolle Grund-Einstellung vornehmen, dabei hat die Wahl der Heizkurven-Parameter eine zentrale Bedeutung. In Abbildung 5.1 sind die Heizkurven der drei Planer/Installateur-Typen

skizziert. Der schlechte Installateur stellt die Heizkurve bei minimaler Außentemperatur auf die maximal mögliche Vorlauftemperatur ein. Der durchschnittliche Installateur passt die Heizkurve dem lokalen Klima an. Der gute Installateur hingegen senkt die Vorlauftemperatur bei niedrigen Temperaturen noch weiter ab. Zudem reduziert er die Heizgrenztemperatur und verlängert zusätzlich die Zeitspanne die erforderlich ist um nach Unterschreiten der Heizgrenztemperatur die Anlage im Wintermodus zu betreiben. Diese Annahmen sind gerechtfertigt, da moderne Häuser über eine gute Isolierung und hohe thermische Speicherkapazität verfügen.

Im Feld treten bei der Installation von Heizungsanlagen hauptsächlich zwei Fehler auf: falsch installierte Anlagen oder unzureichend isolierte Rohrleitungen. Es wird angenommen, dass die Anlagen formal immer richtig verschaltet sind. Die Qualität der Installation wird durch die Isolationsdicke eines Heizungsrohres nach der Wärmepumpe abgebildet.

Tabelle 5.7 fasst die Einflussfaktoren von Planer/Installateur zusammen. Im Folgenden werden nur noch die unter Abkürzung definierten Kürzel verwendet.

Beschreibung	Abk.	th. Leistung Wärmepumpe	Sonden- länge	Isolations- dicke
Schlecht geplante und installierte Anlage (Plumper low)	Pl	11 kW	160 m	0 mm
Durchschnittlich geplante und installierte Anlage (Plumper standard)	Ps	9 kW	140 m	7,5 mm
Gut geplante und installierte Anlage (Plumper high)	Ph	7 kW	120 m	15 mm

Tabelle 5.7: Variable Randbedingungen in Abhängigkeit vom Planer/Installateur-Typ

5.3 Auswertung der Einzelanlage - EFHD_{MsUsPs}

Um den Einfluss der einzelnen Parameter besser bewerten zu können, werden zunächst die Simulationsergebnisse einer einzelnen Anlage im Jahresverlauf vorgestellt. Als System wurde eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit Standard-Hersteller, Standard-Planer/Installateur und Standard-Nutzer gewählt.

5.3.1 Energiefluss des Gesamtsystems - EFHD_{MsUsPs}

Abbildung 5.2 zeigt die thermisch und elektrisch übertragenen Energieflüsse der Sole/Wasser-Wärmepumpenanlage im Jahresverlauf. Dunkelgrau dargestellt sind die Durchschnittswerte eines ganzen Jahres, hellgrau die Werte bezogen auf den jeweiligen Monat. Die Energie ist in Kilowattstunden pro Tag aufgetragen. Diese Einheit ist als durchschnittlich übertragene Energie pro Tag im Betrachtungszeitraum zu sehen. Positiv aufgetragene Energie wird als Nutzen für das Systems verstanden. Negativ aufgetragene Energie entspricht einem Aufwand. Als quasi kostenfrei dagegen gilt bei Wärmepumpensystemen die durch die Erdsonde der Umwelt entzogene Energie.

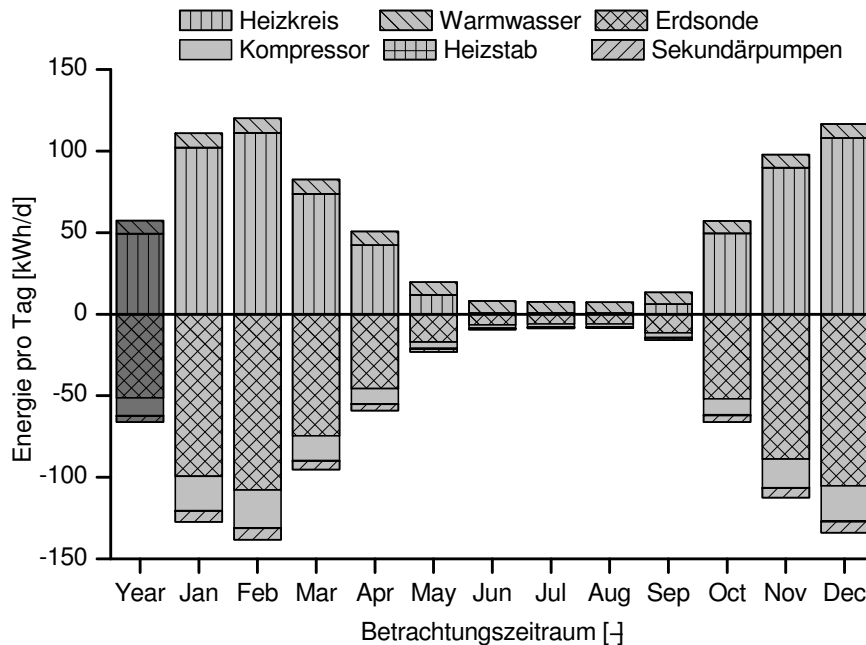


Abbildung 5.2: Thermisch und elektrisch übertragene Energie der Sole/Wasser-Wärmepumpenanlage im Jahresverlauf - EFHD_{MsUsPs}

Im Jahresmittel wird Heizenergie von 54,3 kWh/d benötigt, um die vom Nutzer geforderte Raumtemperatur aufrecht erhalten zu können. 87 % der Heizenergie werden in den Wintermonaten zwischen Oktober und März übertragen. Für die Bereitung des Trinkwarmwassers sind 7,9 kWh/d erforderlich. Die dazu benötigte Energie variiert im Jahresverlauf nur geringfügig aufgrund der größeren Speicher- und Leitungsverluste im Winter. Durch den Solekreis wird dem Erdreich im Jahresmittel Energie von 51,4 kWh/d entzogen. Die elektrische Energieaufnahme des Kompressors liegt bei 10,9 kWh/d. Als weiterer Wärmeerzeuger wird ein elektrischer Heizstab eingesetzt, der ausschließlich zur Legionellenbekämpfung im Trink-

wasserspeicher zum Einsatz kommt. Seine Energieaufnahme liegt bei 0,2 kWh/d. Zum Betreiben der Anlage durch die Sekundärpumpen sind weitere 3,4 kWh/d notwendig. Der Großteil dieser Energie, mit 54 %, wird dabei über die Solepumpe aufgenommen.

Abbildung 5.2 zeigt, dass im Jahresmittel der Aufwand mit 65,9 kWh/d größer ist als der Nutzen mit lediglich 57,3 kWh/d. Eine Erklärung für diese Differenz sind die Verluste durch Wandlung, Speicherung und den Transport von Energie.

5.3.2 Auslastung der Wärmepumpenanlage - $EFHD_{MsUsPs}$

Abbildung 5.3 stellt die Auslastung der Wärmepumpenanlage in zwei Diagrammen dar. Sie entspricht der prozentualen Laufzeit der Wärmepumpe bezogen auf den Betrachtungszeitraum. Links ist die Auslastung im Jahresverlauf anhand von Monatsmittelwerten dargestellt, rechts in Tagesmittelwerten als Funktion der Außentemperatur.

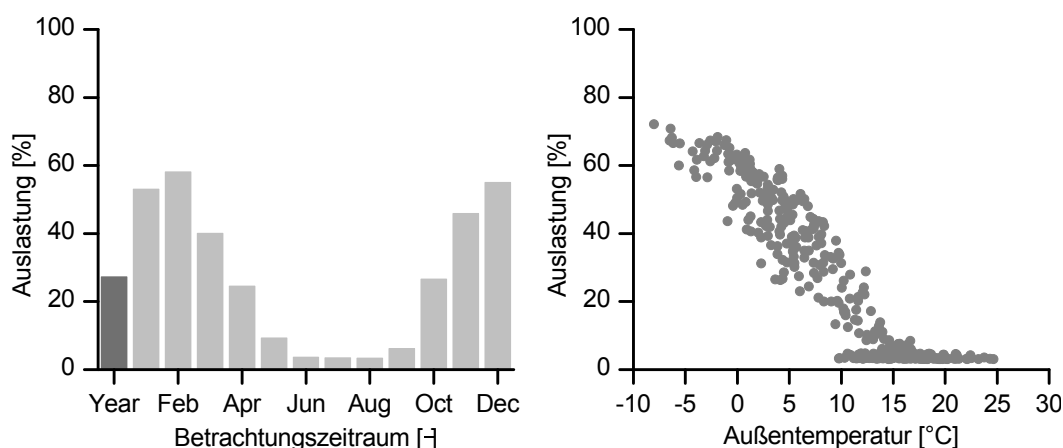


Abbildung 5.3: Auslastung der Sole/Wasser-Wärmepumpenanlage als Monatsmittelwerte im Jahresverlauf (links) und als Tagesmittelwerte in Abhängigkeit von der Außentemperatur (rechts) - $EFHD_{MsUsPs}$

Im Jahresmittel läuft die Wärmepumpe zu 27,4 %, dies entspricht 6,6 h pro Tag. Selbst im kältesten Monat, dem Februar, mit einer durchschnittlichen Außentemperatur von $-0,2^{\circ}\text{C}$, ist die Wärmepumpe nur zu 58,3 % ausgelastet. Im Jahresmittel wird die Wärmepumpe 7,8 mal pro Tag eingeschaltet. Zwischen Mai und September, wird die Wärmepumpe fast ausschließlich zur Trinkwarmwasserbereitung eingesetzt. Die mittlere Auslastung in diesen Monaten beträgt dann lediglich 5,2 %, bei 2,1 Starts pro Tag.

Abbildung 5.3 rechts zeigt eine Punktwolke als Funktion der Außentemperatur, aufgeschlüsselt in Tagesmittelwerte. Hier sind zwei typische Betriebszustände

der Anlage zu erkennen. Die Datenpunkte, welche auf einer horizontalen Linie zwischen den Außentemperaturen 10 °C und 25 °C verlaufen, entsprechen dem bereits oben genannten Trinkwasserbetrieb während der Sommermonate. Der Sommermodus der Heizungsanlage ist auch bei einer durchschnittlichen Außentemperaturen von nur 10 °C möglich, da der Nutzer die Heizung manuell abgeschaltet hat. Punkte bei einer Auslastung größer 5 % entsprechen Tagen im Heizbetrieb. Wird diese Punktwolke mit einer Geraden approximiert, ergibt sich eine theoretische Auslastung von 90,8 % erst bei einer Außentemperatur von −12 °C, damit ist die Wärmepumpe überdimensioniert.

5.3.3 Jahresarbeitszahl - EFHD_{MsUsPs}

Abbildung 5.4 zeigt die Effizienz der Wärmepumpenanlage im Jahresverlauf. Dunkelgrau ist die Effizienz bezogen auf ein Jahr, hellgrau die des jeweiligen Monats dargestellt. Die Anlage erzielt im Jahresmittel eine Arbeitszahl von 3,73. Im Sommer sinkt die Arbeitszahl, aufgrund des steigenden Anteils der erzeugten Trinkwasserenergie an der Gesamtenergie, ab. Ein Minimum wird im Juni mit einem Wert von lediglich 1,54 erreicht. Trinkwasser wird, aufgrund der deutlich höheren Temperaturspreizung zwischen Wärmequelle und Wärmesenke, mit schlechterer Effizienz erzeugt. Mathematisch kann dies mit dem in Gleichung 2.4 eingeführten Carnot'schen-Wirkungsgrad nachvollzogen werden. Da die *JAZ* als ein energetisch gewichteter Mittelwert der Einzelmonate verstanden wird, sind die Wintermonate entscheidend. In diesen wird im Vergleich zu den Sommermonaten das 5,6-fache an thermischer Energie erzeugt.

Für Sole/Wasser-Wärmepumpenanlagen typisch, wird im November zu Beginn der Heizsaison die höchste *MAZ* mit 4,09 erreicht. Über den Sommer hatte das Erdreich Gelegenheit sich thermisch zu regenerieren, so dass mit hohen Soletemperaturen zu rechnen ist. Im November liegt die durchschnittliche Sole-Eintrittstemperatur in die Wärmepumpe bei 4,1 °C, wohingegen sie sich bis zum Ende der Heizsaison im Februar auf einen Wert von 0,9 °C abgekühlt hat. Die höchste mittlere Sole-Eintrittstemperatur kann im August mit 10,1 °C erreicht werden. In den Sommermonaten ist, aufgrund der geringen Laufzeit der Wärmepumpe, die Verweildauer der Sole im Erdreich sehr lang, so dass diese die sie umgebende Erdreichtemperatur fast vollständig annehmen kann.

Für eine detaillierte Analyse der Anlageneffizienz sind die *TAZ* und *TAZ_{Komp}* in Abbildung 5.5 als Funktion der Sole-Rücklauf- und Wasser-Vorlauf-temperatur dargestellt. Über das ganze Jahr verschlechtert sich die *TAZ* in Bezug

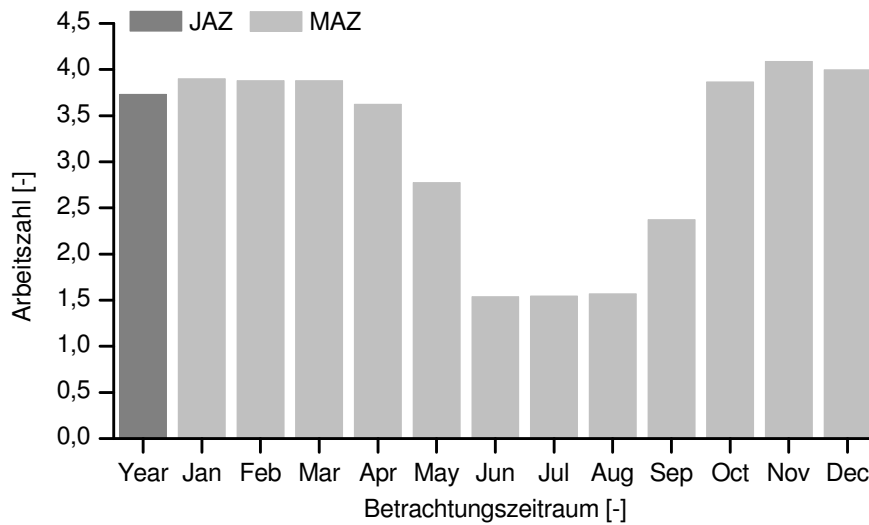


Abbildung 5.4: JAZ und MAZ der Sole/Wasser-Wärmepumpenanlage im Jahresverlauf - $EFHD_{MsUsPs}$

auf die TAZ_{Komp} um 29,4 %.

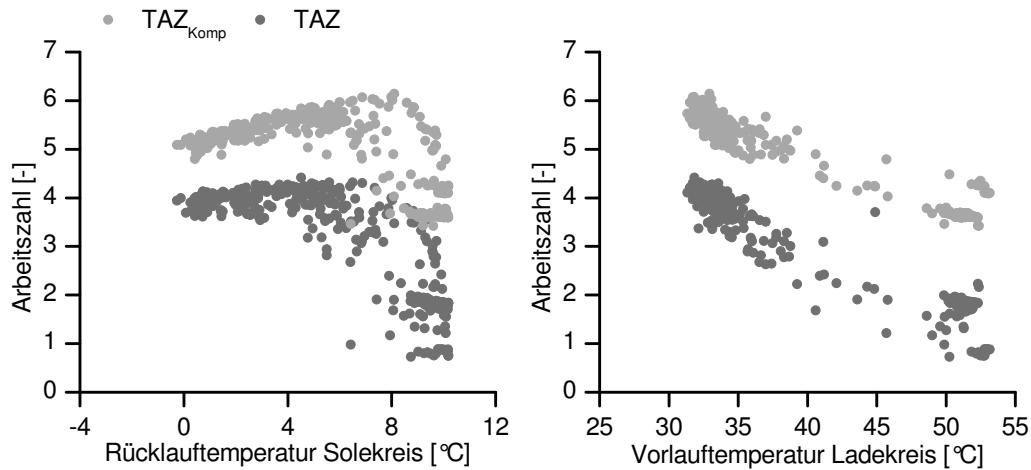


Abbildung 5.5: TAZ und TAZ_{Komp} als Funktion der Sole-Rücklauftemperatur (links) und Wasser-Vorlauftemperatur (rechts) der Sole/Wasser-Wärmepumpenanlage - $EFHD_{MsPsUs}$

Mit zunehmender Sole-Eintrittstemperatur in die Wärmepumpe steigen auch die Arbeitszahlen der Anlage wie erwrtet an. Bei höheren Soletemperaturen sinkt die Anlageneffizienz dagegen deutlich. Dies ist nicht auf ungünstigere Randbedingungen auf der Wärmequellenseite zurückzuführen, sondern auf den kontinuierlichen Übergang in den Sommermodus. Bei diesem wird, wie bereits erwähnt, hauptsächlich Trinkwasser mit schlechterer Effizienz erzeugt. Werden die Arbeitszahlen in Abhängigkeit von der Wasser-Eintrittstemperatur analysiert, zeigt sich

dieser Zusammenhang noch deutlicher. Mit steigender Vorlauftemperatur im Ladekreis sinkt die Systemeffizienz.

Aus diesen Beobachtungen lässt sich ableiten, dass eine hohe Systemeffizienz erreicht werden kann, wenn hohe Wärmequellentemperaturen und niedrige Wärmesenkentemperaturen an der Wärmepumpe anliegen.

5.4 Auswertung des Anlagenparks - EFHD

Im folgenden Abschnitt werden die Auswirkungen der in Kapitel 5.1 definierten Einflussfaktoren auf die Jahresarbeitszahl eines durchschnittlichen Einfamilienhauses in Deutschland dargestellt. Die drei Faktoren Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur werden vollfaktoriell in insgesamt 27 Jahressimulationen variiert.

5.4.1 Jahresarbeitszahl - EFHD

Abbildung 5.6 zeigt die *JAZ* in Abhängigkeit von verschiedenen Einflussfaktoren. In Grautönen ist der Einfluss des Herstellers dargestellt. Jeweils in Dreiergruppen gebündelte Balken symbolisieren gleiche Nutzer-Typen. Der Einfluss des Planers/Installateurs drittelt das Diagramm. Alle 27 simulierten Anlagen erreichen im Durchschnitt eine *JAZ* von 3,59, die effizienteste Anlage eine *JAZ* von 4,45 die ineffizienteste Anlage einen Wert von 2,73.

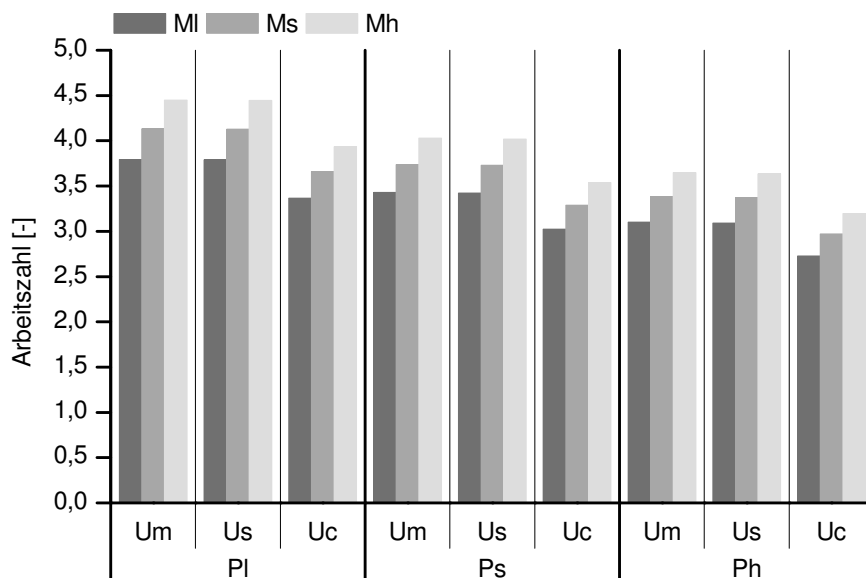


Abbildung 5.6: *JAZ* in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren: Hersteller, Planer/Installateur und Nutzer - EFHD

Wie zu erwarten war, verbessert sich die *JAZ* mit steigender Herstellerqualität. Die verschiedenen Hersteller-Typen unterscheiden sich nur in der Geräteeffizienz der Wärmepumpe. Zwischen jedem Hersteller-Typ steigt der *COP* um 0,5 Punkte. Eine Verbesserung des *COP* kann allerdings nicht direkt in eine wachsende *JAZ* umgerechnet werden. Diese steigt im Mittel nur um 0,29 Punkte zwischen den verschiedenen Hersteller-Typen. Dies entspricht einem Anteil von 58 %. Dieses Verhalten kann anhand von zwei Mechanismen begründet werden. Erstens führt ein gesteigerter *COP* zu einer höheren Entzugsleistung aus dem Erdreich, was eine reduzierte Soletemperatur zur Folge hat. Die Sole-Rücklauftemperatur *TRLS* für den Standard-Nutzer und Standard-Planer/Installateur beträgt für die unterschiedlichen Hersteller-Typen $TRLS_{MIUsPs} = 3,6^\circ\text{C}$, $TRLS_{MsUsPs} = 3,4^\circ\text{C}$ und $TRLS_{MhUsPs} = 3,2^\circ\text{C}$. Durch eine Anpassung der Sondentiefe, welche laut Planungsunterlagen standardmäßig berücksichtigt wird, könnte dieser Effekt egalisiert werden. Die durchschnittlichen Temperaturen des Ladekreises weichen bei allen Hersteller-Typen nicht ab. Zweitens, mit einem wesentlich größeren Einfluss, ist das Verhalten der Nebenaggregate zu bewerten. Die *JAZ* errechnet sich aus der übertragenen thermischen Energie und der investierten elektrischen Energie aller Anlagenkomponenten. Wie sich später zeigt, sind sowohl die übertragene thermische Energie als auch die investierte elektrische Hilfsenergie der Anlagen, unabhängig vom Hersteller-Typ. Die Variation der *JAZ* resultiert folglich nur aus der elektrischen Energieaufnahme des jeweiligen Kompressors. Dessen Anteil an der elektrischen Gesamtenergie beträgt im Durchschnitt 74,3 %. Eine Steigerung des *COP* kann sich daher nur auf diesen Prozentsatz auswirken.

Auch der Einfluss durch den Nutzer ist zu erkennen. Der komfortorientierte Nutzer weist, aufgrund höherer Systemtemperaturen sowie eines höheren Warmwasserverbrauchs, die schlechtesten Arbeitszahlen auf. Der Einfluss des Nutzers auf die *JAZ* kann auf zwei repräsentative Parameter reduziert werden. Zum Einen auf den Anteil der thermisch übertragenen Energie für die Warmwasserbereitung an der Gesamtenergie und zum Anderen auf den Temperaturunterschied zwischen Wärmesenken-Rücklauftemperatur und Wärmequellen-Vorlauftemperatur. Der erste Parameter ist ein Maß für die Zusammensetzung der Arbeitszahl. Diese wird als energetisch gewichtete Arbeitszahl für die Warmwasser- und die Heizwasserproduktion verstanden. Im Mittel beträgt die *JAZ* für die Heizwasserproduktion 4,37 und für die Trinkwasserproduktion 2,23. Der zweite Parameter beschreibt die Temperaturniveaus der Anlage. Standard und kostenorientiertem Nutzer unterscheiden sich kaum bei den genannten Kennzahlen, wodurch sich auch die geringe Abweichung in der *JAZ* erklärt.

Überraschend ist hingegen der Einfluss des Planers/Installateurs. Der per Definition schlechteste Planer/Installateur weist die besten Arbeitszahlen auf. Dieses Verhalten kann wie folgt erklärt werden. Zum Einen benötigt die Anlage eines schlechten Installateurs mehr Heizenergie. Dies wiederum verschiebt das zuvor beschriebene Verhältnis der Warmwasser- zur Gesamtenergie zum Positiven. Zum Anderen sind die Laufzeiten der thermisch überdimensionierten Anlagen kürzer, was den elektrischen Energieverbrauch der Nebenaggregate senkt. Durch die höhere Leistung wird die geforderte Wärme in einem kürzeren Zeitraum erzeugt. Wie sich später noch zeigt, hat diese Betriebsweise jedoch negative Auswirkungen auf die Lebensdauer und damit auf die Gesamtkosten der Anlage.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die JAZ als alleinige Kennzahl nicht geeignet ist, um die Betriebsweise von Wärmepumpenanlagen zu bewerten, denn sie lässt keine Aussage über die tatsächlich verbrauchte Energiemenge zu. Aus Umweltsicht sollte es Ziel sein, möglichst wenig Primärenergie zu verbrauchen, statt eine möglichst große JAZ zu erzeugen. Nachfolgendes Beispiel, in Tabelle 5.8 zusammengefasst, soll diesen Zusammenhang verdeutlichen.

Parameter	Einheit	Anlage1	Anlage2	Anlage3
Heizenergie	kWh/d	63,5	52,9	42,3
JAZ_{HWB}	—		4,37	
Trinkwasserenergie	kWh/d		8,7	
JAZ_{TWB}	—		2,23	
JAZ_{Gesa}	—	4,11	4,07	4,00
Elektrische Gesamtenergie	kWh/d	17,6	15,2	12,7

Tabelle 5.8: Auflistung der wichtigsten Parameter dreier Wärmepumpenanlagen im Vergleich

Die in Tabelle 5.8 aufgeführten Beispielanlagen unterscheiden sich nur in der verbrauchten Heizenergie. Abweichungen darin können aufgrund unterschiedlicher Zimmertemperatur oder abweichendem Lüftungsverhalten bei sonst gleichen Randbedingungen auftreten. Anlage2 entspricht hierbei den in den Simulationen ermittelten Durchschnitts-Werten. Wird nun ausschließlich die energetisch gewichtete JAZ_{Gesa} zur Bewertung der Anlagen verwendet würde Anlage1 am Besten abschneiden. Ein Blick auf die verbrauchte elektrische Energie zeigt hingegen, dass Anlage3, trotz schlechterer Arbeitszahl, am wenigsten elektrische Energie benötigt und aus ökologischen Aspekten die zu bevorzugende Betriebsweise der Anlagen darstellt.

5.4.2 Thermischer Energieverbrauch - EFHD

Abbildung 5.7 zeigt die von der Wärmepumpe übertragene thermische Gesamtenergie aller Anlagen. Verluste verursacht durch Speicher, Transport und Zirkulation sind in der Energiesumme enthalten. Im Durchschnitt aller Anlagen werden 52,9 kWh/d übertragen. Die Anlage mit dem höchsten Energiebedarf überträgt 57,2 kWh/d, die mit dem niedrigsten Energiebedarf 47,4 kWh/d. Schraffiert dargestellt ist die thermische Energie, die zum Erwärmen des Trinkwassers benötigt wird. Das Jahresmittel aller Anlagen beträgt für die Energiesumme 8,7 kWh/d.

Ebenfalls zu erkennen ist, dass der Hersteller keinen Einfluss auf die übertragene thermische Energie der Anlage hat. Die Wärmepumpen-Effizienz bestimmt lediglich die dafür aufgewendete elektrische Energie.

Der Nutzer hingegen nimmt deutlich Einfluss auf die übertragene thermische Energie, sowohl bei Trink- als auch bei Heizwasser. Bei der Trinkwassernutzung unterscheiden sich die Nutzer-Typen in der verbrauchten Wassermenge. Sowohl die im Systemregler hinterlegte Speichertemperatur von 55 °C als auch die Zapf-temperatur von 40 °C ist bei allen dreien identisch. Dennoch ist die mittlere Vorlauftemperatur der Trinkwarmwasserbereitung des komfortorientierten Nutzers um 3,3 K höher, als die der anderen Nutzer-Typen, die annähernd gleich sind. Dieser deutliche Unterschied resultiert aus der installierten Zirkulationspumpe des komfortorientierten Nutzers. In einem Vergleich wurden die Auswirkungen der Zirkulationspumpe analysiert. Bei selbem Nutzer-Typ kann durch die installierte Zirkulationspumpe die Wartezeit auf warmes Wasser halbiert werden. Dadurch reduziert sich die tatsächlich gezapfte Wasser- und Energiemenge. Die thermischen Verluste in der Trinkwasserleitung verdoppeln sich jedoch nahezu, so dass in Summe mehr thermische Energie übertragen wird. Durch diese zusätzlichen thermischen Verluste in den Leitungen fällt die Temperatur im Trinkwasserspeicher unter die Einschaltgrenze und die Wärmepumpe wird aktiviert. Die Wassertemperatur im unteren Teil des Speichers, in welchem sich auch der Wärmeübertrager befindet, entspricht in diesem Fall nahezu der Temperatur der unteren Einschaltgrenze. Die Wärmepumpe sieht also von Beginn an relativ warmes Wasser mit ca. 40 °C. Im Gegensatz dazu steht die Aktivierung der Wärmepumpe, als Folge einer Warmwasserzapfung durch den Nutzer. In diesem Fall strömt ca. 12 °C warmes Wasser aus dem Netz in den Speicher nach. Dies verursacht die niedrigere mittlere Vorlauftemperatur der Wärmepumpe bei deaktivierter Zirkulationspumpe.

Für die Heizenergie resultieren die Unterschiede zwischen den Nutzer-Typen aus den gewünschten Raumtemperaturen im Gebäude. Höhere Raumtemperatu-

ren erzeugen eine größere Temperaturdifferenz zur Außenluft und somit höhere thermische Verluste des Gebäudes.

Die Differenzen in der thermisch erzeugten Energie verursacht durch den Planer/Installateur liegen bei gleichem Nutzer und Hersteller bei 0,72 kWh/d. Sie ergeben sich aus den thermischen Verlusten der Anlagenkomponenten im unbeheizten Installationsraum. Bei schlechtem Planer/Installateur fallen diese aufgrund der höheren Systemtemperaturen größer aus.

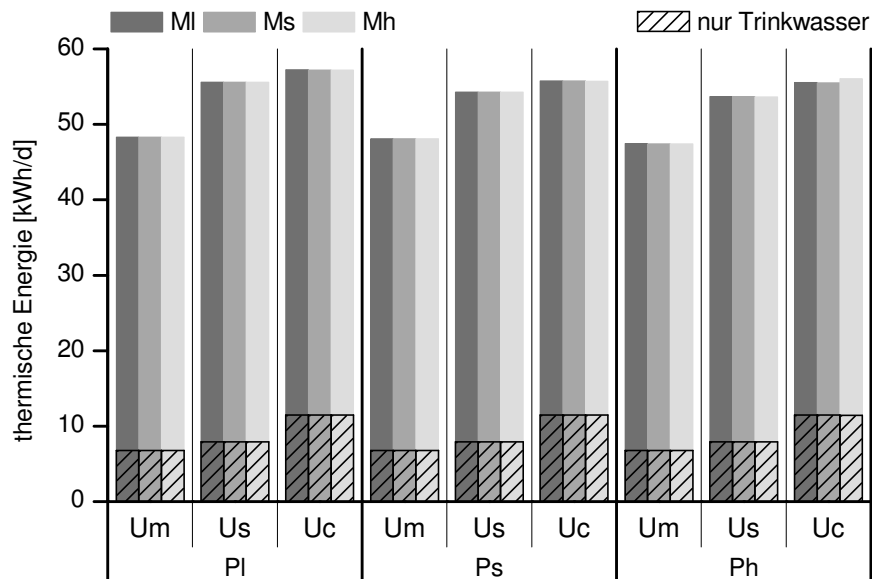


Abbildung 5.7: Thermisch übertragene Gesamtenergie des Systems sowie benötigte Energie zur Trinkwasserbereitung (schraffiert), in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren: Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur - EFHD

5.4.3 Elektrischer Energieverbrauch - EFHD

Abbildung 5.8 zeigt, analog zu Abbildung 5.7, den elektrischen Gesamtverbrauch des Wärmepumpensystems unter Berücksichtigung aller Nebenaggregate. Aus der JAZ und dem thermischen Gesamtverbrauch lässt sich der elektrische Verbrauch ableiten. Der mittlere elektrische Energieverbrauch aller untersuchten Anlagen liegt bei 15,0 kWh/d. Die Anlage mit dem höchsten elektrischen Verbrauch benötigt 20,4 kWh/d, die mit dem niedrigsten 10,9 kWh/d. Der wesentliche Anteil der elektrischen Energie, im Mittel 74,3 %, wird vom Kompressor in Anspruch genommen. Mit durchschnittlich 12,3 % ist die Solepumpe der zweitgrößte Verbraucher. Der elektrische Heizstab kommt kaum zum Einsatz und spielt mit einem Anteil von 1,8 % nur eine untergeordnete Rolle. Der Einfluss aller Faktoren ist in derselben Größenordnung abzuschätzen.

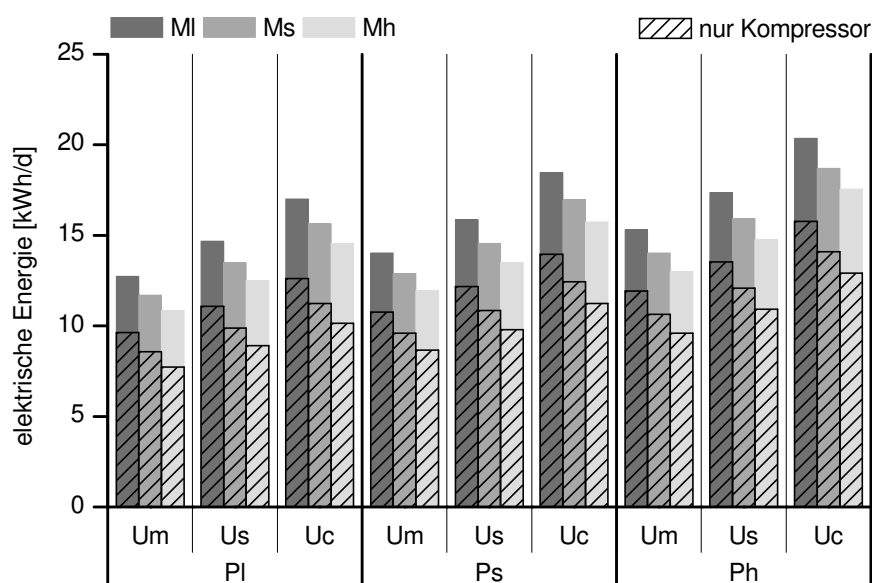


Abbildung 5.8: Elektrische Gesamtenergie sowie elektrische Energie des Kompressors (schraffiert) in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren: Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur - EFHD

Durch den hohen Anteil der Kompressorenergie an der elektrischen Gesamtenergie hat der Hersteller großen Einfluss. Ist die thermische Energie noch unabhängig vom Hersteller-Typ, so verursacht die unterschiedliche Geräteeffizienz stark variierenden elektrischen Verbrauch des Kompressors.

Wie sich aus der thermisch verbrauchten Energie ableiten lässt, nimmt der Nutzer ebenfalls Einfluss auf die elektrische Gesamtenergie.

Die Hauptursache für die schlechte Arbeitszahl des formal besten Planers/Installateurs ist aus dem elektrischen Verbrauch abzulesen. Benötigt dieser nur geringfügig weniger thermische Energie, um das gewünschte Raumklima einzuregeln, so ist der elektrische Verbrauch der Anlage dabei deutlich höher. Dies ist bedingt durch zwei Effekte, die jeweils auf die unterschiedlichen thermischen Leistungen der Wärmepumpen zurückzuführen sind. Etwa 10 % des höheren elektrischen Gesamtverbrauchs der Anlagen ergeben sich aus den längeren Laufzeiten der Nebenaggregate. Der mittlere Unterschied in der Laufzeit der verschiedenen Planer/Installateure kann bei gleichem Hersteller- und Nutzer-Typ mit 64,3 min angegeben werden. Der restliche Anteil des höheren elektrischen Gesamtverbrauchs ist auf den Effekt zurückzuführen, dass Wärmepumpen mit gleichem *COP* und unterschiedlicher thermischer Leistung nicht dieselbe elektrische Energie benötigen, um eine spezifische thermische Energie zu übertragen. Wird zum Beispiel der Inhalt eines Speichers aus der Ruhelage mit einer Anfangstempera-

tur von 30 °C auf 60 °C erwärmt, so zeigt sich, dass Wärmepumpen mit niedriger thermischer Leistung anteilig länger im ungünstigen Temperaturbereich zwischen 50 °C und 60 °C bei schlechter Effizienz laufen. Dies ist auf den geringeren Temperaturhub der leistungsschwächeren Wärmepumpe zurückzuführen.

5.4.4 Jahreskosten - EFHD

Die jährlichen Kosten einer Wärmepumpenanlage setzen sich, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, aus den Investitions-, Wartungs- und Energiekosten zusammen. Als Anschaffungs- und Investitionstag der Anlage wird der 1. Januar 2010 festgelegt. Die jährlichen Kosten beziehen sich auf die ersten 15 Betriebsjahre.

Die Investitionskosten der Anlagenkomponenten sind dem Junker Gesamtkatalog aus dem Jahr 2010 entnommen [23]. Die durchschnittlichen Kosten für Erdsonden werden nach einer Studie des Umweltministeriums Baden-Württemberg [35] nach Gleichung 5.1 ermittelt. Für die Wartungskosten werden die in der VDI 2067 [41] definierten Prozentsätze verwendet. Demnach betragen die jährlichen Wartungskosten für Speicher 0,3 % und für Wärmepumpen 1 % der Investitionssumme. Die Energiekosten ergeben sich aus der jährlich verbrauchten Energiemenge und dem Energiepreis. Es wird ein Tarif für Haushaltsstrom von 0,244 Euro/kWh¹ und für Heizstrom von 0,175 Euro/kWh² angesetzt. Die jährliche Preissteigerung für elektrische Energie beträgt 1,4 %. Zusätzlich muss für den zweiten Stromzähler eine monatliche Miete von 7,88 Euro entrichtet werden. Die Inflationsrate wird auf 2 % und der Zinssatz auf 5 % angesetzt.

$$I_{ErdS} = 54 \cdot l_{Bohr} + 2100 \quad (5.1)$$

Entscheidend für die Jahreskosten, ist die nach Gleichung 2.15 angesetzte Lebensdauer der Anlage. Wärmepumpe, Speicher und Erdsonde werden als Komponenten mit hoher Investitionssumme und nennenswertem Restwert nach dem Betrachtungszeitraum definiert. In Abhängigkeit der separat ermittelten Komponentenlebensdauer, wird die Investitionssumme um den Restwert nach 15 Jahren korrigiert. Der Wertverlust der Komponenten über die Betriebsjahre wird als linear betrachtet. Für die anderen Komponenten wird eine Lebensdauer entsprechend dem Betrachtungszeitraum von 15 Jahren angesetzt. Frühzeitiges Versagen dieser Komponenten würde aufgrund des geringen Investitionsvolumens nicht ins

¹EnBW Komfort - Preise ohne Schwachlastregelung - Raum Stuttgart - Stand Januar 2011, mit Preissteigerungsrate auf 2010 umgerechnet

²EnBW Komfort WärmePro - Wärmepumpe getrennte Messung - Raum Stuttgart - Stand August 2011, mit Preissteigerungsrate auf 2010 umgerechnet

Gewicht fallen.

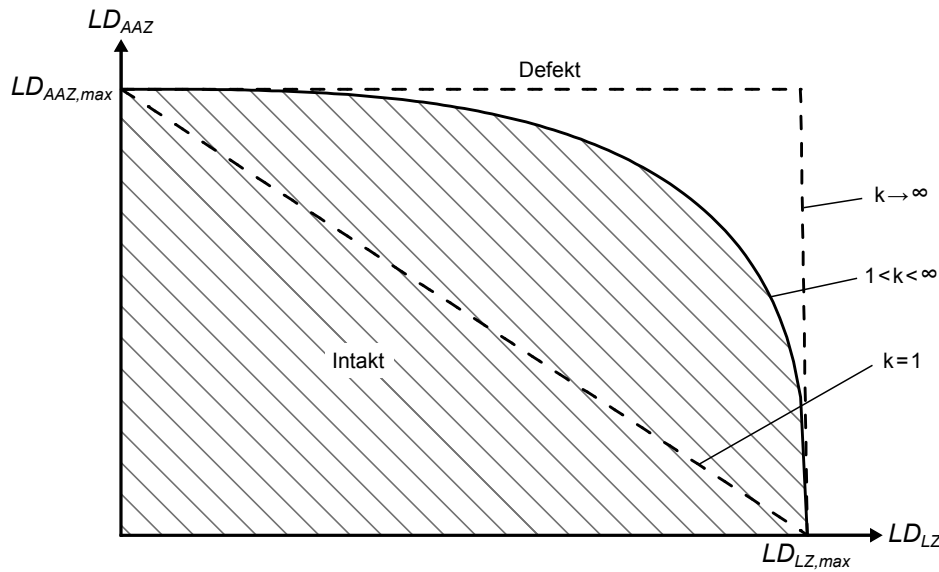


Abbildung 5.9: Lebensdauer des Wärmepumpenkompressors in Abhängigkeit von Laufzeit und An/Aus-Zyklen der Wärmepumpe sowie der Kopplung der Schadensmechanismen

Die Lebensdauer der Speicher wird auf 25 Jahre, die der Erdsonde auf 30 Jahre angesetzt. Sie ist hierbei unabhängig von der Betriebsweise der Anlage. Die Lebensdauer der Wärmepumpe hingegen ist davon abhängig. Ein Schaden tritt immer durch Versagen des Kompressors auf. In diesem Fall wird aus wirtschaftlichen Gründen das gesamte Gerät ersetzt. Die Lebensdauer des Kompressors kann näherungsweise als Funktion der Laufzeit LD_{LZ} und der An/Aus-Zyklen LD_{AAZ} der Wärmepumpe beschrieben werden. Dargestellt ist diese Lebensdauerkurve in Abbildung 5.9. Befinden sich die Gesamtlaufzeit und die Summe der An/Aus-Zyklen der Wärmepumpe in der schraffierten Fläche, ist die Wärmepumpe intakt. $LD_{LZ,max}$ stellt die theoretisch maximal mögliche Laufzeit bei keinem Zyklus dar und $LD_{AAZ,max}$ die theoretisch maximal mögliche Anzahl an An/Aus-Zyklen bei keiner Laufzeit.

Mathematisch, wird dieser Zusammenhang durch Gleichung 5.2 beschrieben, wobei k die Krümmung der Kurve und die Koppelung beider Schadensmechanismen beschreibt. Für $k = 1$ ergibt sich eine gerade Verbindung zwischen $LD_{LZ,max}$ und $LD_{AAZ,max}$. In diesem Fall würden beide Laufzeitbegrenzungen auf denselben Schaden zurückzuführen sein. Für $k = \infty$ bildet sich ein Rechteck. Beide Laufzeitbegrenzungen führen bei dieser Annahme zu entkoppelten Schadensarten ohne gegenseitige Beeinflussung.

$$\left(\frac{LD_{LZ}}{LD_{LZ,max}}\right)^k + \left(\frac{LD_{AAZ}}{LD_{AAZ,max}}\right)^k = 1 \quad (5.2)$$

Abbildung 5.10 zeigt die ermittelte Lebensdauer der Anlagen in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren. Diese beträgt im Durchschnitt aller Anlagen 18,9 Jahre. Die Anlage mit der kürzesten Lebensdauer ist dabei 13,4 Jahre im Betrieb und die mit der längsten 27,2 Jahre.

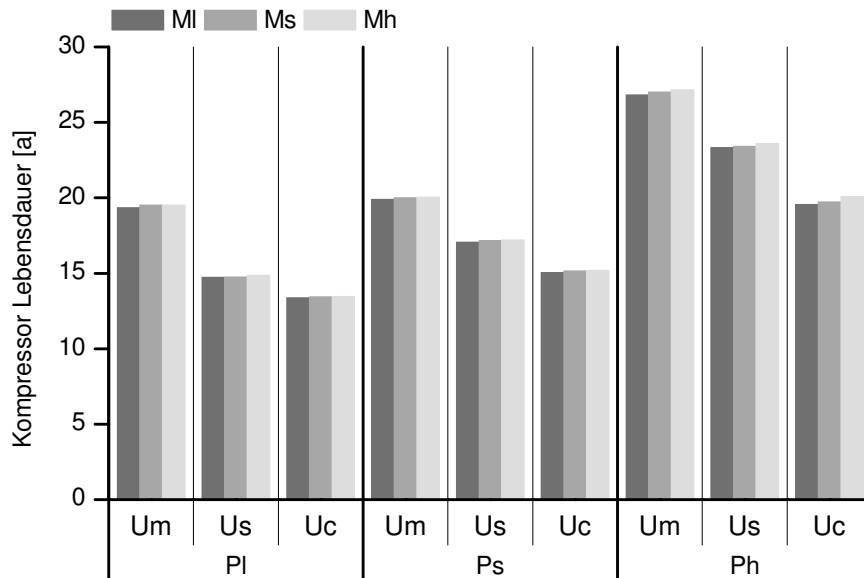


Abbildung 5.10: Lebensdauer des Kompressors in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren: Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur - EFHD

Der Hersteller beeinflusst die Lebensdauer des Kompressors kaum. Bei selbem Nutzer- und Planer/Installateur-Typ unterscheidet sich die Lebensdauer im Mittel nur um 0,1 Jahre. Durch den höheren *COP* nimmt die Entzugsleistung aus dem Erdreich bei gleicher thermischer Wärmepumpenleistung zu. Dies hat ein Absenken der Soletemperatur bei gleichem Nutzer- und Planer/Installateur-Typ um 0,2 K pro Hersteller-Typ zur Folge. Dieses Absenken verringert die thermische Austrittsleistung der Wärmepumpe und verlängert ihre Laufzeit pro Jahr, was sich wiederum positiv auf die Gesamtlaufzeit auswirkt.

Der Einfluss des Nutzers auf die Lebensdauer der Wärmepumpe fällt sehr viel deutlicher aus. Bei gleichem Hersteller- und Planer/Installateur-Typ verändert sich die Lebensdauer im Mittel um 3,0 Jahre bei unterschiedlichen Nutzer-Typen. Durch den geringeren Energieverbrauch des kostenorientierten Nutzers sinkt sowohl die Anzahl der An/Aus-Zyklen als auch die Gesamtlaufzeit des Kompressors pro Jahr merklich. So ist von Nutzer-Typ zu Nutzer-Typ pro Jahr mit jeweils 440

weniger An/Aus-Zyklen sowie einer Laufzeitverkürzung des Kompressors um jeweils 217 h zu rechnen.

In der Lebensdauer des Kompressors zeigen sich die Vorteile des guten Planers/Installateurs. Bei gleichem Hersteller- und Nutzer-Typ variiert die Lebensdauer im Mittel um 3,8 Jahre. Vor allem der gute Planer/Installateur kann die Lebensdauer noch einmal deutlich verlängern. Aufgrund der besser aufeinander abgestimmten Anlagenkomponenten verlängert sich zwar die Laufzeit der Anlage im Schnitt um 445 h, dafür kann das Taktspiel um 606 An/Aus-Zyklen reduziert werden.

Abbildung 5.11 stellt die jährlichen Gesamtkosten der Wärmepumpenanlage in den ersten 15 Jahren dar, abhängig von den einzelnen Einflussfaktoren dar. Der Restwert der Anlagen am Ende des Betrachtungszeitraumes wird den Investitionskosten gut geschrieben. Die jährlichen Kosten aller Anlagen liegen durchschnittlich bei 2448 Euro/a. Die günstigste Anlage kann mit 1990 Euro/a betrieben werden, die teuerste mit 2949 Euro/a. Die durchschnittlichen Jahreskosten aller Anlagen setzen sich aus 1032 Euro/a an Investitions-, 87 Euro/a für Wartungs- und 1329 Euro/a für Energiekosten zusammen.

Die durch den Hersteller verursachten Unterschiede bei den Jahreskosten sind auf den Energiekostenteil zurückzuführen. Wie in Kapitel 5.4.3 erläutert, unterscheiden sich die Hersteller-Typen in der verbrauchten elektrischen Energie. Aufgrund der ähnlichen Lebensdauer sind die Investitions- und Wartungskosten nahezu identisch. Im Mittel unterscheiden sich die Hersteller-Typen bei gleichem Nutzer-Typ und Planer/Installateur um 92 Euro/a. Stehen zwei Geräte mit gleicher thermischer Leistung aber unterschiedlichem COP und Investitionskosten zur Auswahl, so ist mit einer jährlichen Einsparung von 165 Euro pro COP -Punkt zu rechnen.

Der Nutzer hat direkten Einfluss auf den elektrischen Energieverbrauch und die Lebensdauer der Anlage, demnach sind große Unterschiede bei den jährlichen Kosten zu erkennen. Die Nutzer-Typen unterscheiden sich im Mittel, bei gleichem Hersteller und Planer/Installateur um 298 Euro/a.

Der Einfluss des Planers/Installateurs ist an den Nutzer-Typ gekoppelt. Im Mittel wirken sich unterschiedliche Planer/Installateure mit 97 Euro/a bei gleichem Hersteller und Nutzer aus. In der Kostenstruktur überlagern sich also zwei Tendenzen. Mit steigender Qualität des Planers/Installateurs steigt der elektrische Energieverbrauch, was zu höheren Betriebskosten der Anlage führt. Im Gegenzug wächst jedoch die Lebensdauer der Wärmepumpe, was wiederum die Investitionskosten reduziert.

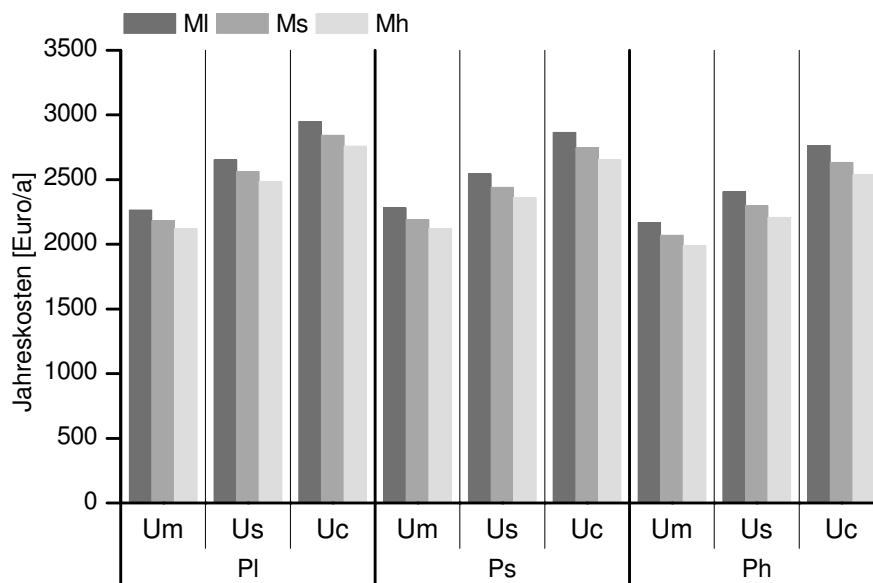


Abbildung 5.11: Jährliche Gesamtkosten der Wärmepumpenanlage, Abschreibung über 15 Jahre mit Anlagenrestwerten, in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren: Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur - EFHD

5.4.5 Relative Abhängigkeiten - EFHD

Unter Verwendung relativer Bezugsgrößen, lassen sich die Auswirkungen der variablen Einflussgrößen veranschaulichen. Daher werden in Abbildung 5.12 die relativen Gesamtkosten über die relative Jahresarbeitszahl aufgetragen. Alle Relativwerte beziehen sich dabei auf den Mittelwert aller Anlagen. In jedem der drei Diagramme ist jeweils eine Punktwolke dargestellt, symbolisch gekennzeichnet sind die einzelnen Einflussfaktoren. Im oberen Diagramm ist der Einfluss des Herstellers, im mittleren der des Nutzers und im unteren der des Planers/Installateurs dargestellt. Sind die relativen Kosten einer Anlage kleiner Eins, so ist sie kostengünstiger als der Durchschnitt. Erreicht eine Anlage eine relative Jahresarbeitszahl größer Eins, so ist sie besonders effizient. Anlagen mit einer überdurchschnittlichen Performane, in Bezug auf die jährlichen Kosten und Arbeitszahlen, befinden sich entsprechend im unteren rechten Quadranten des Diagramms.

Eine durch die Punktwolke approximierte Gerade hat eine Steigung von $-0,30$. Damit wird die erwartete Tendenz, dass Anlagen mit hohen relativen Arbeitszahlen auch kostengünstig sind, bestätigt. Die Korrelation ist jedoch schwach. Verbessert man die relative Arbeitszahl um 10 %, so kann im Mittel nur mit einer relativen Kostensenkung von 3 % gerechnet werden.

Bemerkenswert ist, dass die Anlage mit der höchsten Arbeitszahl nicht der kostengünstigsten entspricht. Analog dazu, erreicht die teuerste Anlage nicht die

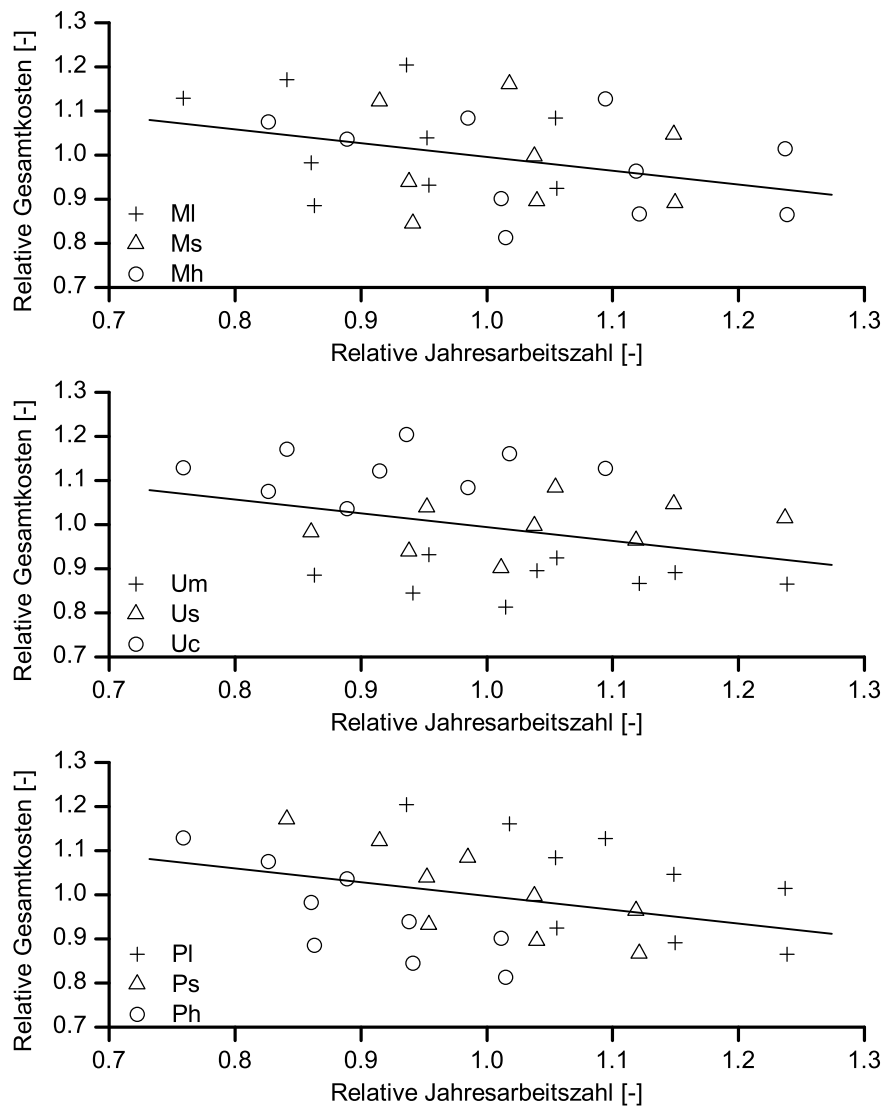


Abbildung 5.12: Die relativen Gesamtkosten in Abhängigkeit von der relativen Jahresarbeitszahl; alle Relativwerte beziehen sich auf den Durchschnittswert aller Anlagen. Symbolisch gekennzeichnet sind die drei Einflussfaktoren Hersteller-Typ (oben), Nutzer-Typ (mitte) und Planer/Installateur-Typ (unten) - EFHD

schlechteste Arbeitszahl. Die höchste Arbeitszahl wird von der Anlage mit gutem Hersteller, kostenorientiertem Nutzer und schlechtem Planer/Installateur erzielt. Dies liegt, wie in Kapitel 5.4 erläutert, an den günstigen Temperaturrendbedingungen und an dem Anteil der Warmwasserenergie an der Gesamtenergie. Dieser weist, im Vergleich zu den anderen Anlagen, den niedrigsten Wert auf. Die kostengünstigste Anlage wird vom guten Hersteller, kostenorientierten Nutzer und guten Planer/Installateur betrieben. Diese Anlage erzeugt nicht die geringsten Betriebskosten, senkt aber durch die größte Lebensdauer die jährlichen Kosten

auf ein Minimum.

Allgemein gültig ist, dass sich ein guter Hersteller positiv auf die jährlichen Gesamtkosten und die Arbeitszahlen auswirkt. Genauso kann auch ein kostenorientierter Nutzer im Vergleich zum komfortorientierten Nutzer Kosten einsparen und höhere Arbeitszahlen erreichen. Gute Planer/Installateure hingegen senken zwar die relativen Kosten, verursachen dabei aber schlechtere Arbeitszahlen.

5.5 Simulationsergebnisse - EFHN

Wie in Kapitel 5.4 festgestellt, hat das Verhältnis aus verbrauchter Warmwasser- und Gesamtenergie wesentlichen Einfluss auf das Systemverhalten, daher wurden die Simulationen mit einem neuen Gebäudetyp vergleichend wiederholt. Die ausführlichen Simulationsergebnisse können im Anhang, Kapitel A.1, nachgelesen werden. Nachfolgend werden die wichtigsten Ergebnisse dargestellt.

Wurde in Kapitel 5.4 noch ein durchschnittliches freistehendes Einfamilienhaus in Deutschland verwendet, soll nun ein freistehender Neubau mit höherem Dämmstandard untersucht werden. Mit dieser Parameterwahl wird der gesetzlich getriebenen Entwicklung im Gebäudesektor Rechnung getragen. Das EFHN zeichnet sich durch eine geringere relative und absolute Heizlast aus.

Im Schnitt verringert sich die JAZ aller Neubauten auf 3,36. Sie verschlechtert sich aufgrund des höheren Anteils der Trinkwarmwasserenergie an der Gesamtenergie. Liegt dieser Anteil beim EFHD im Mittel aller Anlagen noch bei 15,2 %, vergrößert er sich beim Neubau auf 23,0 %. Werden die Arbeitszahlen von Trink- und Heizwasseraufbereitung einzeln aufgeschlüsselt, so erzielt der Neubau Werte von $JAZ_{TWB} = 2,28$ und $JAZ_{HWB} = 4,56$, das durchschnittliche Einfamilienhaus von $JAZ_{TWB} = 2,23$ und $JAZ_{HWB} = 4,37$. Die Arbeitszahl für die Trinkwasseraufbereitung ändert sich demnach kaum, die für die Heizwasseraufbereitung wird beim Neubau durch reduzierte Vorlauftemperaturen im Heizkreis sogar größer. Obwohl die jeweilige Einzeleffizienz gestiegen ist, ergibt sich im Jahresmittel eine schlechtere Gesamtarbeitszahl. Dies ist ein weiterer Beleg für die mangelnde Aussagekraft von Arbeitszahlen.

Im Mittel aller Anlagen werden pro Tag 33,5 kWh/d an thermischer Energie von Wärmeerzeugern an das System übertragen. Davon entfallen 8,6 kWh/d auf die Trinkwarmwasseraufbereitung. Dies entspricht dem Wert des EFHD. Die übertragene Heizenergie nimmt aufgrund der besseren Gebäudedämmung um 19,4 kWh/d ab. Durch den verminderten Heizwärmebedarf des Neubaus kann im Mittel aller Anlagen die Heizkreis-Vorlauftemperatur auf 27,0 °C reduziert

werden, das sind 3,3 K weniger als beim EFHD. Die geringere Wärmeentnahme aus dem Erdreich führt zudem zu günstigeren mittleren Randbedingungen im Solekreis. So liegt die mittlere Sole-Rücklauf Temperatur aller Anlagen bei 4,9 °C und damit 1,4 K über der mittleren Temperatur des EFHD. Aus den günstigeren Temperaturrandbedingungen ergeben sich die bereits angesprochenen höheren Arbeitszahlen des Neubaus. Dessen elektrische Energieaufnahme sinkt entsprechend dem niedrigeren thermischen Energieverbrauch.

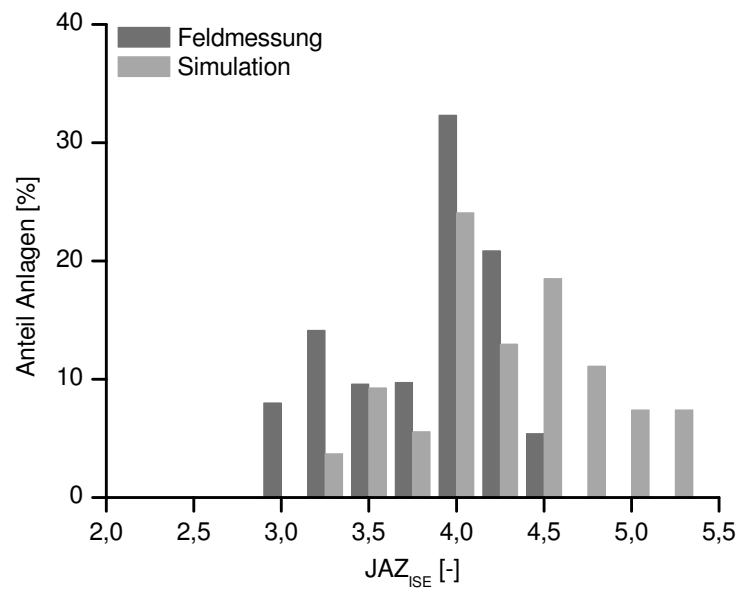
Durch geringere Speicherkapazität und Heizlast des Neubaus verändert sich die Betriebsweise der Wärmepumpenanlage. Im Vergleich zum durchschnittlichen Einfamilienhaus sinkt die jährliche Kompressorlaufzeit um 827 h Stunden auf nur noch 1351 h/a. Im Gegensatz dazu steigt die Anzahl der An/Aus-Zyklen des Kompressors pro Jahr um 353 auf 3036 1/a Zyklen. Dadurch verringert sich im Mittel aller Anlagen die Lebensdauer des Kompressors um 2,3 Jahre auf durchschnittlich 14,0 Jahre. Trotz der kürzeren Kompressorlebensdauer der Wärmepumpe im Neubau, können aufgrund des geringeren Energieverbrauches Kosten eingespart werden. Bei allen Anlagen muss durchschnittlich mit Gesamtkosten von 2105 Euro/a gerechnet werden, das entspricht einer Kostenreduktion um 343 Euro/a.

5.6 Einordnung der Simulationsergebnisse

Abschließend werden die Simulationsergebnisse im Bezug auf Felddaten eingeordnet. Abbildung 5.13 zeigt die Häufigkeitsverteilung der JAZ_{ISE} aus Feldmessung und Simulation. Unter „Feldmessung“ sind die in Kapitel 3.1 vorgestellten Sole/Wasser-Wärmepumpen der ISE-Feldmessungen zusammengefasst. Unter „Simulation“ werden die Ergebnisse beider Gebäudetypen EFHD und EFHN verstanden.

Obwohl bei den Simulationen nur wenige Parameter variiert wurden, zeigt sich eine erhebliche Streuung der Effizienz. Parameter mit starkem Einfluss auf die JAZ , wie die Klimazone oder das Wärmeverteilsystem, wurden als konstant betrachtet. Im Mittel aller Simulationen wird eine JAZ_{ISE} von 4,3 erreicht, 0,5-Punkte über den ermittelten Arbeitszahlen aus dem Feldversuch. Diese Abweichung ist akzeptabel, da es nicht Ziel der Simulation war die Ergebnisse der Feldmessungen zu belegen, sondern den Einfluss variierender Betriebsparameter auf das Systemverhalten zu analysieren.

Anhand der durchgeführten Simulationen kann erstmals fundiert nachgewiesen werden, dass die in Feldmessungen ermittelten großen Streuungen von Ar-

Abbildung 5.13: JAZ_{ISE} von Simulation und Feldtest im Vergleich

beitzahlen realistisch sind und nicht ausschließlich auf die Variationen von Klima, Gebäude und Gerätetyp zurückzuführen sind. Zusätzlich dazu nehmen auch Qualität von Planung und Installation sowie das Verhalten des Nutzers großen Einfluss auf das Systemverhalten.

Kapitel 6

Optimierung der Trinkwasseraufbereitung

In Kapitel 5 wurde der Einfluss verschiedener Faktoren auf das Betriebsverhalten von Wärmepumpenanlagen analysiert. Der Fokus lag dabei unter anderem auf den vom Hersteller beeinflussbaren Parametern. Im folgenden Kapitel sollen nun die gewonnenen Erkenntnisse angewandt werden, um den Betrieb von Wärmepumpenanlagen zu optimieren. Dabei wird der Ansatz verfolgt, vor allem jene Anlagen, mit aus Kundensicht, unbefriedigender Betriebsweise zu verbessern.

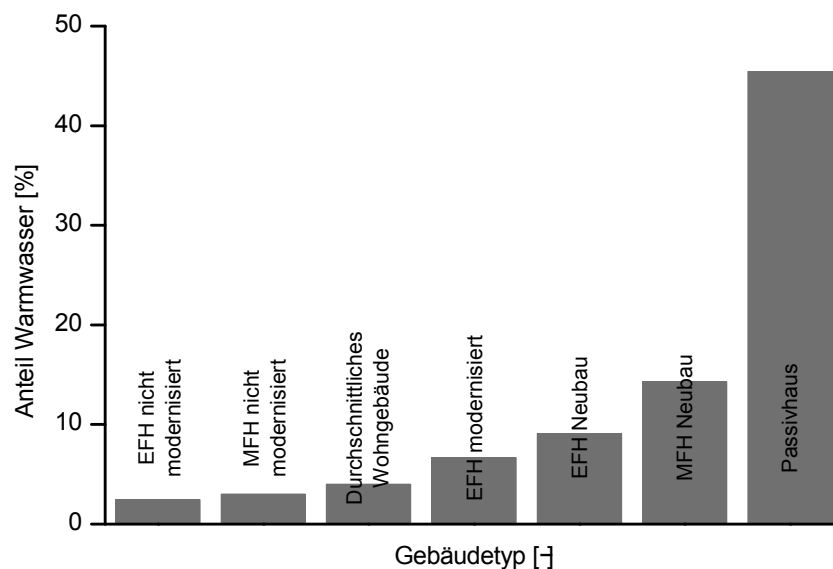


Abbildung 6.1: Anteil der Warmwasserenergie an der Gesamtenergie in Abhängigkeit von dem Gebäudetyp klassifiziert nach der Energieeinsparverordnung (EnEV) (EFH: Einfamilienhaus; MFH Mehrfamilienhaus)

Ein Großteil der Kunden entscheidet sich für den Kauf einer Wärmepumpenanlage, weil diese Technologie verhältnismäßig niedrige Heizkosten verspricht.

Gesteigertes Umweltbewusstsein spielt eine sekundäre Rolle. Die Simulationsergebnisse aus Kapitel 5 zeigen, dass es besonderes Potential bei der Aufbereitung von Trinkwarmwasser gibt [siehe Abbildung 5.4]. Die Effizienz der Trinkwasseraufbereitung wird in Zukunft weiter an Bedeutung gewinnen, da der Heizbedarf in neuen und sanierten Gebäuden stetig abnimmt. Der prozentuale Anteil der erzeugten Energie für die Trinkwasseraufbereitung wird demnach steigen und die Arbeitszahl, als energetisch gewichtete Effizienz zwischen Heiz- und Trinkwasserproduktion, weiter sinken. Abbildung 6.1 verdeutlicht diese Entwicklung in Abhängigkeit vom Gebäudetyp.

6.1 Optimierungsalgorithmus

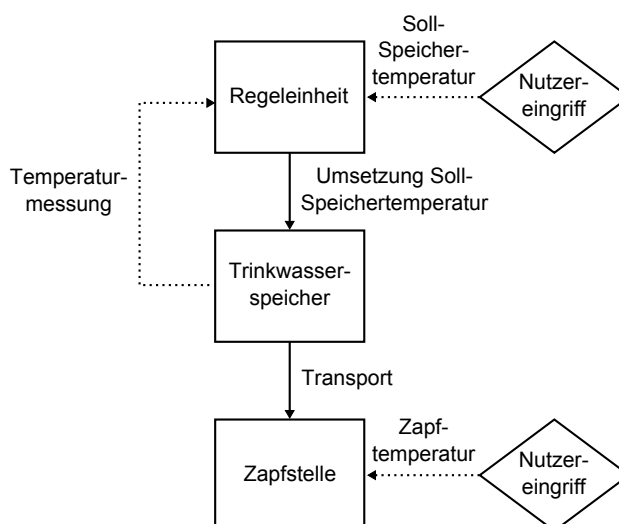


Abbildung 6.2: Fließbild der Warmwasseraufbereitung - Stand der Technik

Abbildung 6.2 zeigt die Informationsflüsse bei der Warmwasseraufbereitung. Zunächst wird die gewünschte Soll-Speichertemperatur des Wassers durch den Nutzer eingegeben. Dieser hat dabei das Problem, dass er weder seine Wunschtemperatur quantifizieren noch die Auswirkungen seiner Temperaturwahl auf den Betrieb der Wärmepumpe abschätzen kann. Für gewöhnlich verbleiben daher die Regelparameter in der Werkseinstellung. Die Regeleinheit hat die Aufgabe den Kundenwunsch umzusetzen. Über eine Temperaturmessung im Trinkwasserspeicher steuert sie den Betrieb der Wärmepumpe. Vom Speicher wird das heiße Wasser zur Zapfstelle transportiert. Dort erfolgt der zweite Eingriff durch den Nutzer, indem er die gewünschte Zapf-temperatur an der Mischbatterie durch Zugabe von kaltem Wasser einregelt. Auch bei diesem Eingriff kann die Wasser-

temperatur nicht quantitativ wiedergegeben werden. Allein durch die haptische Rückkopplung wird die Komforttemperatur eingeregelt.

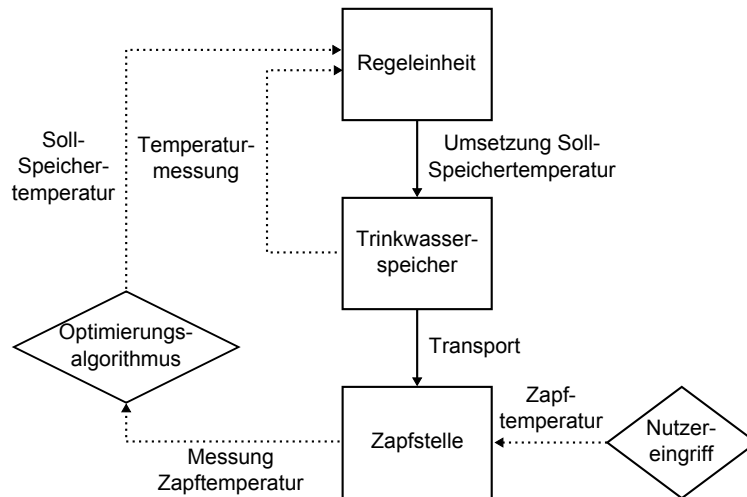


Abbildung 6.3: Fließbild der Warmwasseraufbereitung - Erweiterter Ansatz

Abbildung 6.3 stellt das Fließbild des erweiterten Ansatzes zur Bereitung von Trinkwarmwasser dar. Der redundante erste Nutzereingriff wird durch einen Optimierungsalgorithmus ersetzt. Dieser soll das tatsächliche Zapfverhalten des Nutzers ermitteln und daraus die minimal mögliche Speichertemperatur ableiten. Mit diesem Ansatz können die Exergieverluste im Speicher reduziert werden ohne dass der Komfort des Nutzers beeinträchtigt wird. Die Eingabe der quantitativ schwer zu erfassenden Speichertemperatur wird somit umgangen.

In Abbildung 6.4 ist das Fließbild des Optimierungsalgorithmus dargestellt. Die minimal mögliche Speichertemperatur soll ermittelt werden, ohne den Komfort des Nutzers einzuschränken. Das heißt, zu jedem Zeitpunkt der Zapfung muss die gewünschte Temperatur zur Verfügung stehen und die Speicherkapazität muss groß genug sein, um ausreichend warmes Wasser liefern zu können.

Im ersten Schritt wird das Zapfverhalten des Nutzers beobachtet. Mittels Temperatur- und Massenstrommessung, an der zentralen Warmwasserleitung nach dem Speicher sowie der zentralen Kaltwasserleitung nach dem Hausanschluss, können die maximale Zapftemperatur pro Tag $T_{Zapf,d}$ und die gezapfte Warmwasserenergie pro Tag $E_{Ges,d}$ ermittelt werden. Gleichung 6.1 und Gleichung 6.2 stellen diesen Zusammenhang mathematisch dar.

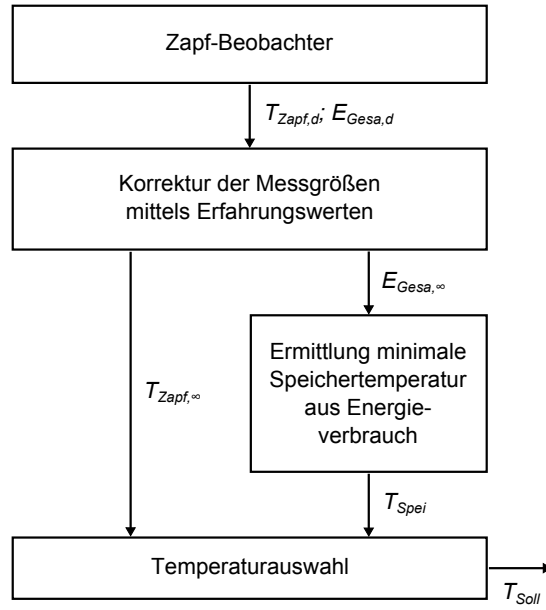


Abbildung 6.4: Fließbild des Optimierungsalgorithmus

$$T_{Zapf,d} = |T_{Zapf}(t)|_{max}; t \in [0...24] \quad (6.1)$$

$$E_{Gesa,d} = \int_0^{24} \dot{m}_{zapf}(t) \cdot c_p \cdot T_{Zapf}(t) dt \quad (6.2)$$

mit:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{zapf}(t) &= \dot{m}_{kalt}(t) + \dot{m}_{warm}(t) \\ T_{Zapf}(t) &= \frac{\dot{m}_{kalt}(t)}{\dot{m}_{zapf}(t)} \cdot T_{kalt}(t) + \frac{\dot{m}_{warm}(t)}{\dot{m}_{zapf}(t)} \cdot T_{warm}(t) \end{aligned}$$

Hierbei werden mit \dot{m}_{kalt} und T_{kalt} der Massenstrom und die Temperatur des kalten Wassers und mit \dot{m}_{warm} und T_{warm} die des warmen Wassers beschrieben.

Die ermittelten Tageswerte werden nun um Erfahrungswerte der vergangenen Tage ergänzt, um die Auswirkungen von punktuell untypischem Zapfverhalten minimieren zu können. Mit dem Vergessensfaktor ν wird der Einfluss neuer Messwerte gewichtet. Im zweiten Block des Fließbildes werden mit Gleichung 6.3 und Gleichung 6.4 die korrigierte Zapftemperatur $T_{Zapf,t=\infty}$ und die korrigierte Energiemenge $E_{Gesa,t=\infty}$ berechnet.

$$T_{Zapf,t=\infty} = \nu \cdot T_{Zapf,t=\infty-1} + (1 - \nu) \cdot T_{Zapf,d} \quad (6.3)$$

$$E_{Gesa,t=\infty} = \nu \cdot E_{Gesa,t=\infty-1} + (1 - \nu) \cdot E_{Gesa,d} \quad (6.4)$$

Mit der ermittelten gezapften Energiemenge pro Tag kann bestimmt werden, wie hoch die Speichertemperatur T_{Spei} sein muss, um die gewünschte Warmwassermenge im betrachteten Zeitraum bereitstellen zu können. Besonders bei kleinen Speichern kann eine Reduktion der Speichertemperatur dazu führen, dass die gespeicherte thermische Energie ausreicht, um den Kundenbedarf abzudecken. Über Gleichung 6.5 erfolgt die Umrechnung der Energie in eine Speichertemperatur.

$$T_{Spei} = \frac{E_{Gesa,t=\infty}}{V_{Spei} \cdot \rho \cdot c_p} + T_{kalt} \quad (6.5)$$

Im letzten Block des Fließbildes werden die höhere der beiden Temperaturen ausgewählt und ein Sicherheitsfaktor ΔT_{Sihf} aufaddiert. Durch diesen Sicherheitsfaktor sollen thermische Verluste in den Leitungen ausgeglichen werden. Die errechnete Soll-Speichertemperatur T_{Soll} kann dann an den Systemregler weiter gegeben werden. Der Rechenschritt ist in Gleichung 6.6 mathematisch beschrieben.

$$T_{Soll} = |T_{Zapf,t=\infty}; T_{Spei}|_{max} + \Delta T_{Sihf} \quad (6.6)$$

6.2 Simulationsergebnisse mit optimierter Trinkwarmwasserregelung

Der in Abbildung 6.4 vorgestellte Optimierungsalgorithmus wird in den Systemregler der Simulation implementiert. Um den Einfluss der optimierten Trinkwarmwasserregelung bewerten zu können, wird das in Kapitel 5.2 vorgestellte durchschnittliche Einfamilienhaus mit den selben Randbedingungen simuliert. Allerdings wird darauf verzichtet, den Einflussfaktor Hersteller zu variieren, da dessen Einfluss auf das Systemverhalten abschätzbar ist. Alle Simulationen erfolgen daher mit Standard-Hersteller.

6.2.1 Auswirkung der optimierten Trinkwarmwasserregelung auf das Trinkwassersystem

Für den Optimierungsalgorithmus wurden ein Vergessensfaktor ν von 0,95 und ein Sicherheitsfaktor ΔT_{Sihf} von 4 K angesetzt. Mit dieser Parameterwahl erreicht die Soll-Speichertemperatur nach 100 Tagen einen stationären Wert von 44 °C, ausgehend von einer Soll-Speichertemperatur von 55 °C.

Mit der optimierten Regelstrategie kann die mittlere Trinkwasser-Speichertemperatur aller Anlagen um 8,3 K auf 41,3 °C reduziert werden, ohne den Komfort des Nutzers zu beeinträchtigen. Die mittlere Speichertemperatur liegt hierbei unter der Soll-Temperatur, da der Systemregler auf einen Temperaturfühler im oberen Bereich des Speichers zurück greift. Aufgrund der Temperaturschichtung im Speicher befindet sich dort immer das wärmste Wasser, so dass sich im Durchschnitt eine niedrigere Temperatur ergibt. Aufgrund der geringeren Trinkwassertemperatur, können auch Verluste in Speicher und Trinkwasserleitungen an die Umgebung reduziert werden. Die von der Wärmepumpe erzeugte thermische Energie zur Trinkwasseraufbereitung fällt demnach, in allen Anlagen durchschnittlich, um 0,9 kWh/d auf 7,8 kWh/d.

Die optimierte Trinkwarmwasserregelung wirkt sich nachteilig auf die verbrauchte elektrische Energie des Heizstabes aus. Diese steigt um 0,2 kWh/d auf 0,5 kWh/d an. Ursache für den Anstieg ist die thermische Desinfektion des Trinkwasserspeichers, für die der Heizstab zum Einsatz kommt. Da die Temperatur zum Abtöten der Legionellen nicht reduziert werden kann, die mittlere Speichertemperatur aber gesunken ist, muss mehr Energie zur thermischen Desinfektion übertragen werden.

Die günstigeren Temperaturrandbedingungen wirken sich vor allem auf die Effizienz der Trinkwasserbereitung aus. So kann die JAZ_{TWB} um 29,3 % von 2,22 für Anlagen mit Standard-Warmwasserbereitung auf 2,87 für Anlagen mit optimierter Warmwasserbereitung erhöht werden.

6.2.2 Auswirkung der optimierten Trinkwarmwasserregelung auf das Gesamtsystem

Die optimierte Trinkwarmwasserregelung nimmt ebenfalls Einfluss auf das Gesamtsystem. Im Folgenden wird dieser mit variierenden Einflussfaktoren analysiert. Wie bereits beschrieben bleibt der Hersteller-Typ unverändert.

Jahresarbeitszahl - Optimierte Trinkwarmwasserregelung

Abbildung 6.5 zeigt die *JAZ* der Wärmepumpenanlagen mit optimierter und Standard-Trinkwarmwasserregelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Planer/Installateur und Nutzer. Hellgrau ist das standard, dunkelgrau das optimierte System dargestellt. Die Einflussfaktoren sind paarweise bei gleichem Nutzer-Typ zusammengefasst. Gedrittelt wird das Diagramm von den Einflussfaktoren des Planers/Installateurs. Aufgrund der verbesserten Arbeitszahl der Trinkwasserbereitung steigt auch die mittlere Gesamtarbeitszahl aller Anlagen mit optimiertem System auf 3,78 an. Damit liegt die Arbeitszahl 5,0 % über der des Standardsystems, welches lediglich eine Arbeitszahl von 3,60 erreicht.

Das größte Optimierungspotential liegt dabei beim komfortorientierten Nutzer. Hier kann im Schnitt über alle Planer/Installateurs-Typen eine Erhöhung der Arbeitszahl um 8,6 % erreicht werden.

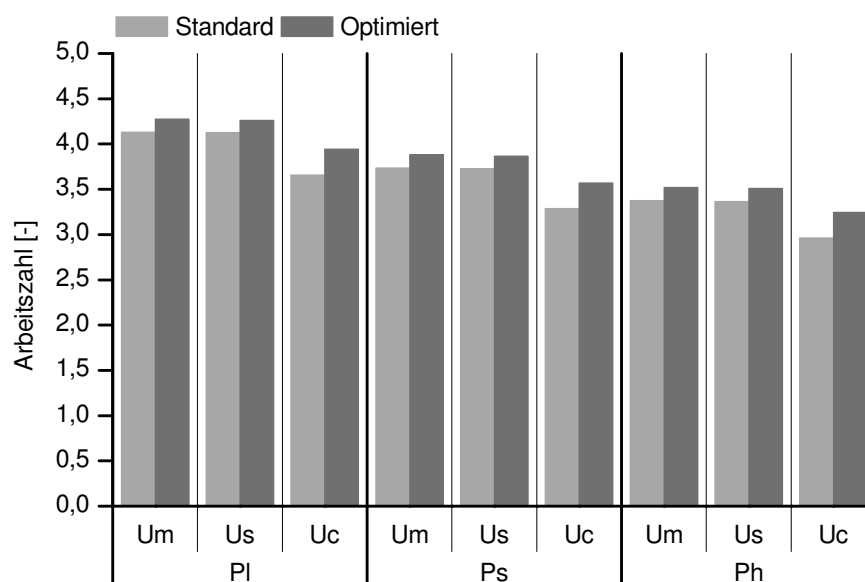


Abbildung 6.5: *JAZ* der optimierten und Standard-Regelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur mit Standard-Hersteller (Ms) - Optimierte Trinkwarmwasserregelung

Thermischer Energieverbrauch - Optimierte Trinkwarmwasserregelung

Abbildung 6.6 zeigt die thermisch übertragene Gesamtenergie pro Tag abhängig von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur. Schraffiert dargestellt ist der zur Trinkwassererwärmung benötigte Anteil. Obwohl die zur Trinkwasserbereitung übertragene thermische Energie beim optimierten System minimiert

werden kann, steigt die übermittelte Gesamtenergie unerwartet an. Im Durchschnitt aller Anlagen wird eine thermische Gesamtenergie von 53,4 kWh/d übertragen, dieser Wert liegt 0,5 kWh/d über dem des nicht optimierten Systems.

Die Ursache für den höheren thermischen Energieverbrauch ist auf die reduzierte Temperatur in den Wasserleitungen zurückzuführen (siehe Kapitel A.1.3). Als thermische Energie wird nur die unmittelbar vom Bewohner genutzte Energie bezeichnet. Verluste in Leitungen und Speicher gehören nicht dazu. Da die Trinkwasserleitungen innerhalb der Gebäudehülle verlegt sind werden thermische Verluste an die Umgebung als Wärmegewinn in die angrenzenden Zonen betrachtet. Durch die reduzierte Trinkwassertemperatur sinken die thermischen Verluste und somit der Wärmeeintrag in die Gebäude-Zonen. Ausgeglichen wird dies durch den gesteigerten Energieverbrauch in den Heizkreisen. Bilanziert man die thermische Energie direkt am Austritt der Wärmepumpe und beachtet somit alle thermischen Verluste, so verbraucht das optimierte System 0,5 kWh/d weniger als das Standard-System.

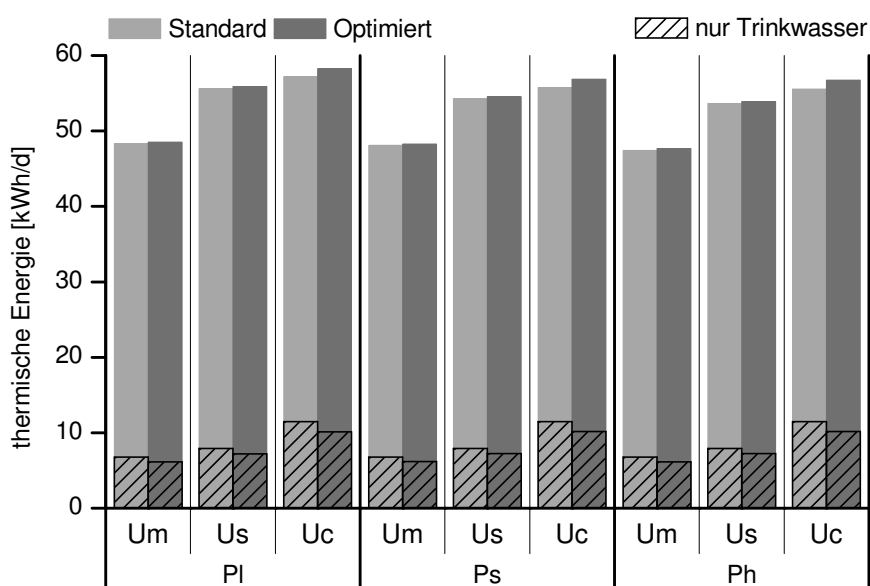


Abbildung 6.6: Thermisch übertragene Gesamtenergie des Systems sowie benötigte thermische Energie zur Trinkwasserbereitung (schraffiert) der optimierten und Standard-Regelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur mit Standard-Hersteller (Ms) - Optimierte Trinkwarmwasserregelung

Elektrischer Energieverbrauch - Optimierte Trinkwarmwasserregelung

In Abbildung 6.7 wird der elektrische Energieverbrauch von optimierten und Standard-System, in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur, miteinander verglichen. Schraffiert dargestellt ist der elektrische Energieverbrauch des Kompressors. Dessen gemittelter Wert aller Anlagen wird mit Optimierung um 0,6 kWh/d auf 14,2 kWh/d reduziert.

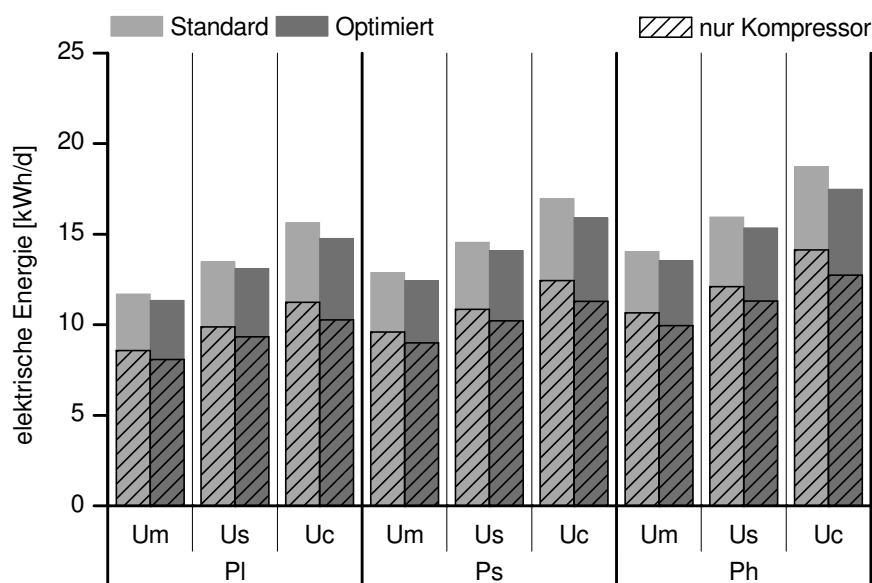


Abbildung 6.7: Elektrische Gesamtenergie sowie elektrische Energie des Kompressors (schraffiert) der optimierten und Standard-Regelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur mit Standard-Hersteller (Ms) - Optimierte Trinkwarmwasserregelung

Jahreskosten - Optimierte Trinkwarmwasserregelung

Abbildung 6.8 zeigt, den für die Jahreskosten entscheidenden Faktor der Kompressorlebensdauer, in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur. Diese kann im optimierten System im Mittel um 0,5 a auf 19,4 a gesteigert werden.

Die Laufzeit des Kompressors bei der optimierten Anlage verringert sich um 49,1 h pro Jahr. Dies hat zwei Ursachen. Zum Einen sinkt die zu erzeugende thermische Energie leicht, zum Anderen kann die thermische Austrittsleistung der Wärmepumpe bei der Trinkwasserbereitung gesteigert werden. Diese steigt aufgrund der reduzierten Vorlauftemperatur im Ladekreis im Mittel aller Anlagen um etwa 900 W an. Nach dem realen Kreisprozess, dargestellt in Abbildung

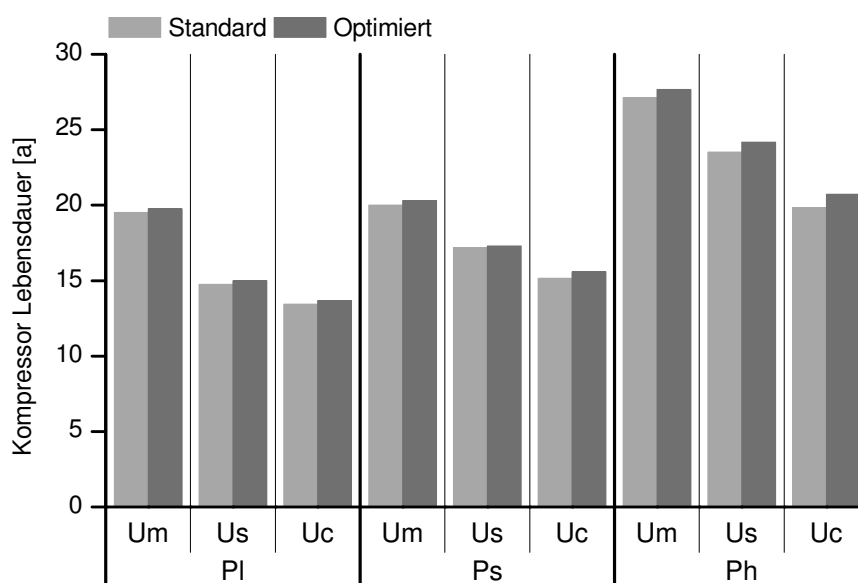


Abbildung 6.8: Lebensdauer des Kompressors der optimierten und Standard-Trinkwarmwasserregelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur mit Standard-Hersteller (Ms) - Optimierte Trinkwarmwasserregelung

2.3, steigt die thermische Leistung einer Wärmepumpe mit abnehmender Senktemperatur. Ergänzend sei angemerkt, dass durch die gesteigerte Leistung der Wärmepumpe auch die Entzugsleistung aus dem Erdreich zunimmt. Dies führt zu einer Reduktion der mittleren Quelltemperatur um 0,1 K.

Zwar wirkt sich die gesteigerte thermische Leistung der Wärmepumpe nachteilig auf die Anzahl der An/Aus-Zyklen pro Jahr aus, dennoch können diese, durch die Reduzierung der zu übertragenden thermischen Energie, um 60 An/Aus-Zyklen pro Jahr verringert werden.

In Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur stellt Abbildung 6.9 die jährlichen Gesamtkosten der Wärmepumpenanlage von standard und optimierter Trinkwarmwasserregelung gegenüber. Der zusätzliche Investitionsbetrag zur Umsetzung der optimierten Trinkwarmwasserregelung ist für den Nutzer mit 100 Euro angesetzt. Im Mittel, aller Anlagen können die jährlichen Kosten durch Optimierung um 50 Euro/a auf 2391 Euro/a reduziert werden. Dies ist mit 7 Euro/a durch die längere Lebensdauer des Kompressors und mit 43 Euro/a durch den gesunkenen Energieverbrauch der Anlage zu erklären.

Auch hier zeigt sich, dass vor allem der komfortorientierte Nutzer Kosten senken kann. Bei ihm nehmen die jährlichen Gesamtkosten um 90 Euro/a ab. Im Gegensatz dazu, spart der kostenorientierte Nutzer-Typ durch Einsatz der

optimierten Trinkwarmwasserregelung nur 27 Euro/a.

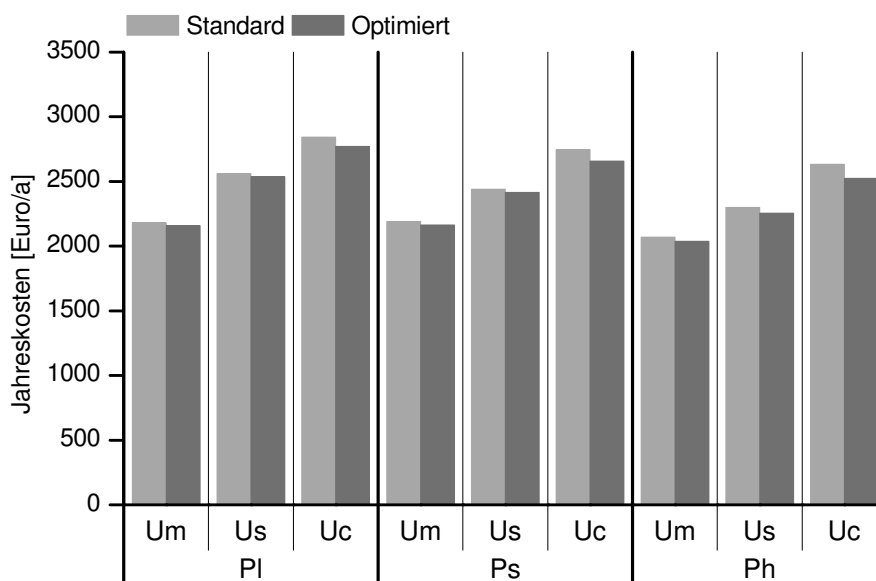


Abbildung 6.9: Jährliche Gesamtkosten der Wärmepumpenanlage, Abschreibung über 15 Jahre, der optimierten und Standard-Regelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur mit Standard-Hersteller (Ms) - Optimierte Trinkwarmwasserregelung

Aspekte der optimierten Trinkwarmwasserregelung

Es sei angemerkt, dass lediglich das erste Betriebsjahr simuliert wurde. Darüber hinaus ist mit weiteren Verbesserungen der Betriebsparameter zu rechnen, da in den Folgejahren ohne Vorlaufzeit mit optimierter Trinkwarmwassertemperatur gestartet werden kann. Für den Standard-Hersteller, Standard-Nutzer und Standard-Planer/Installateur, kann so im zweiten Betriebsjahr die JAZ_{TWB} um 2,9 % gesteigert werden. Dies reduziert die jährlichen Gesamtkosten um weitere 3 Euro/a.

Darüber hinaus wird der Einfluss der optimierten Trinkwarmwasserregelung stärker, je größer der prozentuale Anteil der Warmwasserenergie an der Gesamtenergie ist. Vergleichend wurde eine Simulation mit Standard-Hersteller, Standard-Nutzer und Standard-Planer/Installateur aufgesetzt, um die Auswirkungen der optimierten Trinkwarmwasserregelung im Neubau bewerten zu können. Dabei bestätigte sich, dass die prozentualen Einsparungen, gegenüber dem durchschnittlichen Einfamilienhaus, aufgrund des größeren Anteils der Trinkwasserbereitung an der Gesamtenergie nochmals steigen. So kann für diese Randbedingungen die JAZ des Neubaus um 5,5 % gesteigert werden, die des EF-

HD lediglich um 3,7 %. Die jährlichen Gesamtkosten belaufen sich beim Neubau auf 2079 Euro/a, was einer Einsparung von 1,2 % gegenüber der Simulation mit Standard-Trinkwarmwasserregelung entspricht.

Nutzung von Warmwasser für Haushaltsgeräte

Im Kontext einer optimalen Trinkwassererwärmung wurde ebenfalls das Potential der Nutzung von Warmwasser für Haushaltsgeräte abgeschätzt. Im Detail wurden eine Waschmaschine, eine Spülmaschine, ein Wasserkocher und eine Kaffeemaschine untersucht. Die ausführlichen Ergebnisse können dem Anhang unter Kapitel A.2 entnommen werden.

Wird Trinkwarmwasser mit der Wärmepumpe aufbereitet und direkt von den gängigen Haushaltsgeräten benutzt so können im Jahr lediglich 32,77 Euro an Energiekosten eingespart werden. Werden höhere Anschaffungs- und Installationskosten gegengerechnet, so ergibt sich, dass sich die direkte Nutzung von Trinkwarmwasser mit Haushaltsgeräten nicht lohnt. Die Ursache dafür liegt in dem geringen Wasserverbrauch und den niedrigen Betriebstemperaturen der Haushaltsgeräte. Auch in Zukunft wird das Einsparungspotential noch weiter sinken, da die Geräte immer effizienter entwickelt werden.

Kapitel 7

Einfluss drehzahl geregelter Komponenten auf das Systemverhalten

Klimageräte, die Luft als Wärmequelle nutzen, sind für gewöhnlich leistungsgeregt. Dazu muss der Standard-Kältekreis um einen Kompressor mit regelbarer Drehzahl und ein elektronisches Expansionsventilen erweitert werden. Aufgrund der großen Temperaturschwankungen der Wärmequelle sind leistungsgeregelte Komponenten bei Klimageräten technisch notwendig um effiziente Geräte bauen zu können. Bedingt durch Kostensenkungen wird diese Technologie auch für Sole/Wasser-Wärmepumpe immer attraktiver, vor allem in den neusten Produktgenerationen sind elektronisch geregelte Expansionsventile zu finden.

In diesem Kapitel wird der Einfluss von drehzahlgeregelten Anlagenkomponenten auf das Systemverhalten von Sole/Wasser-Wärmepumpen analysiert. Zudem zeigt sich eine wesentliche Vereinfachung der Auslegung von Wärmepumpenanlagen durch drehzahlgeregelte Komponenten. Davon profitieren in erster Linie die in Kapitel 3.4.4 als unterdurchschnittlich identifizierten Anlagen mit schlechtem Planer/Installateur.

7.1 Gesamtkosten des Ersatzmodells

Die zu optimierende Kostenfunktion soll die der jährlichen Gesamtkosten der Wärmepumpenanlage sein. Anhanddessen wird der Erkenntnis aus Kapitel 5 Rechnung getragen, dass die effizienteste Anlage nicht zwangsläufig die kostengünstigste ist. In der Kostenfunktion muss demnach auch das Betriebsverhalten

der Wärmepumpe beachtet werden. Dabei ist es jedoch nicht zweckmäßig, das gesamte System abzubilden, daher wird ein vereinfachtes Ersatzmodell geschaffen.

Das Betriebsverhalten der Anlage wird anhand der Gleichungen 7.1 und 7.2 ermittelt. LZ_{WP} beschreibt hierbei die Laufzeit der Wärmepumpe, die sich aus dem Quotienten der zu übertragenden thermischen Energie E_{Gesa} und aus der thermischen Leistung der Wärmepumpe \dot{Q}_{WP} errechnet. Um die Anzahl der An/Aus-Zyklen der Wärmepumpe errechnen zu können, muss neben der Gesamtlaufzeit auch die Laufzeit pro Start der Wärmepumpe LZ_{Kapa} bekannt sein. Diese ergibt sich aus der thermisch speicherbaren Energie des Systems pro Zyklus E_{Kapa} und der thermischen Leistung die in das System eingespeist werden kann. \dot{Q}_{min} entspricht der Grundlast des Systems, t_{Beda} der Zeit in welcher die Gesamtenergie übertragen werden muss. Aus dem Quotienten von Gesamtlaufzeit und Laufzeit pro Start der Wärmepumpe kann abschließend die Anzahl der An/Aus-Zyklen AAZ_{WP} bestimmt werden.

$$LZ_{WP} = \frac{E_{Gesa}}{\dot{Q}_{WP}} \quad (7.1)$$

$$\begin{aligned} LZ_{Kapa} &= \frac{E_{Kapa}}{\dot{Q}_{WP} - \dot{Q}_{min}} \\ \dot{Q}_{min} &= \frac{E_{Gesa}}{t_{Beda}} \\ AAZ_{WP} &= \frac{LZ_{WP}}{LZ_{Kapa}} \end{aligned} \quad (7.2)$$

Für die Ermittlung der jährlichen Gesamtkosten wird der in Kapitel 5.4.4 vorgestellte Ansatz verwendet, mit dem Unterschied, dass nur die Kosten der unmittelbar beteiligten Geräte betrachtet werden. Das sind die Investitions-, Wartungs- und Betriebskosten der Wärmepumpe sowie die Betriebskosten der Sekundärpumpen. Diese Vereinfachung ist insofern gerechtfertigt, als dass die Kosten der verbliebenen Geräte unabhängig von der Betriebsweise der Wärmepumpe sind.

7.2 Optimierungs-Algorithmus

Ziel eines Optimierungs-Algorithmus ist es, den Tiefpunkt einer Kostenfunktion $J(x)$ unter Einhalten von Grenzwerten zu finden. Diese können hierbei entweder als harte oder weiche Grenzwerte definiert werden. Bei harten Grenzwerten ist es zu keinem Zeitpunkt zulässig den definierten Wertebereich zu verletzen.

Bei der Definition als weicher Grenzwerte hingegen ist eine Überschreitung des Wertebereichs möglich, dies wird jedoch in der Kostenfunktion bestraft. Die zu optimierende Kostenfunktion wurde in Gleichung 7.3 aufgestellt.

$$J = \mu_1 \cdot (K_{Inve} + K_{Wart} + K_{Betr})^2 + \mu_2 \cdot \left(\left| \dot{Q}_{Soll} - \dot{Q}_{WP}; 0 \right|_{max} \right)^2 \quad (7.3)$$

mit:

$$\omega_{min;Komp} \leq \omega_{Komp} \leq \omega_{max;Komp}$$

$$\omega_{min;SoleP} \leq \omega_{SoleP} \leq \omega_{max;SoleP}$$

$$\omega_{min;LadeP} \leq \omega_{LadeP} \leq \omega_{max;LadeP}$$

Der erste Summand in Gleichung 7.3 beschreibt die zu minimierenden jährlichen Gesamtkosten im vereinfachten Ersatzsystem. Er besteht aus Investitionskosten K_{Inve} , Wartungskosten K_{Wart} und Betriebskosten K_{Betr} . Der zweite Summand beschreibt die weichen Grenzwerte der Kostenfunktion. Fällt die thermische Austrittsleistung der Wärmepumpe \dot{Q}_{WP} unter den definierten Grenzwert \dot{Q}_{Soll} so wird die Kostenfunktion mit einem Strafterm beaufschlagt. Die Faktoren μ_1 und μ_2 gewichten den Einfluss der weichen Grenzwerten. Als harte Grenzwerte sind die relativen Leistungen des Kompressors ω_{Komp} , der Solepumpe ω_{SoleP} und der Ladepumpe ω_{LadeP} definiert. Diese müssen sich zu jedem Zeitpunkt innerhalb der definierten Wertebereiche bewegen.

Zur Lösung der Optimierungs-Funktion wurde der Simplex-Algorithmus ausgewählt. Grund für die Wahl dieser Methode ist der Nachweis durch Karlsson in [24], dass dieser Algorithmus echtzeitfähig und somit für einen Feldeinsatz in Wärmepumpen geeignet ist.

7.3 Drehzahlgeregeltes Wärmepumpenmodell

Das aus Kapitel 4.3.3 bekannte Kennlinienmodell einer Wärmepumpe wurde erweitert, um zusätzlich den Einfluss variabler Drehzahlen abbilden zu können. Gleichung 7.4 zeigt die um einen zweiten Multiplikator erweiterte Gleichung. ω_{Pow} beschreibt hierbei die relative Leistung der Wärmepumpe. Die Kennlinien des leistungsgeregelten Modells wurden ebenfalls aus dem physikalischen Modell aus Kapitel 4.3.2 abgeleitet. Sie wurden bei variabler Drehzahl und konstanter Überhitzung aufgenommen. Aus dem Gültigkeitsbereich des physikalischen Mo-

dells ergibt sich eine zulässige relative Leistung des Kompressors ω_{Pow} zwischen 0,66 und 1,2. Zusätzlicher elektrischer Aufwand durch Frequenzumrichter wird nicht beachtet.

Neben dem Kompressor sollen auch die Sekundärpumpen mit variablen Drehzahlen betrieben werden, um dadurch den Einfluss regelbarer Massenströme auf das Betriebsverhalten der Wärmepumpe zu analysieren. Notwendig für die Umsetzung ist, für das erweiterte Kennlinienmodell die Austritts- statt der Eintrittstemperaturen aus der Wärmepumpe als Variable zu verwenden.

$$\begin{aligned} \dot{Q} = & (K_1 + K_2 \cdot T'_{Quel} + K_3 \cdot T'_{Senk} + K_4 \cdot T'_{Quel} \cdot T'_{Senk} + K_5 T'^2_{Quel} + K_6 \cdot T'^2_{Senk}) \\ & \cdot (K_7 + K_8 \cdot \omega_{Pow} + K_9 \cdot \omega^2_{Pow}) \end{aligned} \quad (7.4)$$

Aus den erläuterten Unterschieden der beiden Kennlinienmodelle sowie der Verwendung drehzahl geregelter Sekundärpumpen ergeben sich, im Vergleich zu den vorangegangenen Kapiteln, leicht differierende Absolutwerte in den Jahressimulationen.

7.4 Optimierung stationärer Betriebspunkte

Um die optimale Betriebsweise der Wärmepumpe und der Sekundärpumpen bewerten zu können, werden zunächst die Optima bei stationären Randbedingungen bestimmt. Anhand einer Sensitivitätsanalyse können Parameter mit großem Einfluss auf das System ermittelt werden. Abschließend wird aus den gewonnenen Erkenntnissen eine Regelstrategie für die Systemsimulation abgeleitet.

7.4.1 Sensitivitätsanalyse

Für die Sensitivitätsanalyse wurden die in Tabelle 7.1 aufgeführten Parameter variiert. Die unter Standardbedingungen aufgeführten Parameter entsprechen den Ausgangsbedingungen. Sie werden im Wechsel jeweils um einen unter „+“ und einen unter „-“ aufgeführten Betrag verändert.

Abbildung 7.1 zeigt das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse eines Systems mit leistungsgeregelten Komponenten. Auf der linken Abszisse sind die minimalen jährlichen Kosten aufgetragen, auf der rechten die ermittelten relativen Leistungen der Wärmepumpe und Sekundärpumpen um diese zu erreichen. Als gestrichelte Linie sind die minimalen Kosten bei Standardbedingungen aufgetragen.

Variable	Einheit	Standard- bedingungen	-	+
E_{Gesa}	kWh/a	20 000	10 000	30 000
E_{Kapa}	kWh	8,5	4,25	12,75
Energiepreis Wärmepumpe	Euro/kWh	0,175	0,0875	0,2625
Energiepreis Haushalt	Euro/kWh	0,2439	0,124 65	0,365 85
K_{Inve}	Euro	7260	3630	10 890
T_{Senk}	°C	35	25	45
T_{Quel}	°C	0	-10	10
$LD_{LZ,max}$	h	100 000	50 000	150 000
$LD_{AAZ,max}$	—	50 000	25 000	75 000
Laufzeit Abschreibung	a	15	7,5	22,5

Tabelle 7.1: Parametervariation zur Ermittlung der Sensitivität des Systems

Allgemein gilt, dass minimale Kosten bei hoher relativer Leistung der Ladepumpe erzielt werden. Durch große Volumenströme über den Kondensator kann die Austrittstemperatur auf der Wärmesenken-Seite reduziert werden, was wiederum entscheidend ist für einen hohen COP der Wärmepumpe.

Die aufzubringende thermische Gesamtenergie hat großen Einfluss auf die minimalen jährlichen Kosten. Dies ergibt sich aus der Abhängigkeit von aufzubringender thermischer und benötigter elektrischer Energie. Mit der aufzubringenden thermischen Gesamtenergie variieren auch die ermittelten optimalen relativen Drehzahlen von Wärmepumpe und Solepumpe. Wenn weniger thermische Energie übertragen werden muss, dann reduziert sich die Drehzahl des Kompressors, was wiederum zur Folge hat, dass sich die An/Aus-Zyklen verringern und sich die Lebensdauer erhöht.

Wie zu erwarten, ist der Energiepreis für den Wärmepumpenstrom ein einflussreicher Parameter. Mit steigenden Preisen wachsen die jährlichen Kosten der Wärmepumpenanlage. Ist der Kompressor-Strom teuer, wird es umso wichtiger die Energie mit hoher Effizienz bereitzustellen.

Wie stark der Einfluss von Temperaturrandbedingungen auf die optimalen Systemkosten ist zeigt sich in Kapitel 7.4.2.

7.4.2 Minimale Kosten bei variierenden Temperaturen

Im regulären Betrieb ist die Wärmepumpe unterschiedlichen Temperaturen ausgesetzt. Große Abweichungen treten hier vor allem zwischen Heiz- und Trinkwasserbetrieb auf. Im folgenden Abschnitt werden daher minimale Kosten bei variierenden Temperaturrandbedingungen ermittelt.

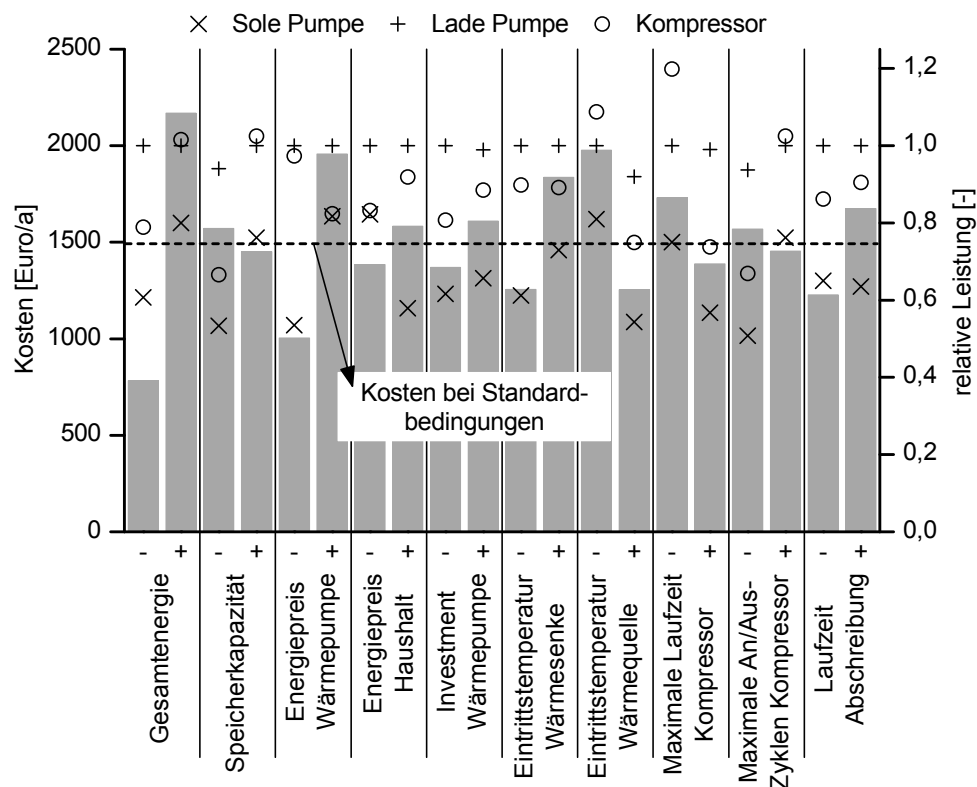


Abbildung 7.1: Sensitivitätsanalyse eines Systems mit leistungsgeregelter Wärmepumpe und Sekundärpumpen unter Variation der Simulationsparameter; dargestellt ist die jeweils optimale relative Leistung der einzelnen Komponenten (rechte Abszisse) um minimale jährliche Kosten zu erreichen (linke Abszisse)

Heizwasserbereitung

Abbildung 7.2 zeigt den Einfluss verschiedener Temperaturrandbedingungen auf minimale jährliche Kosten eines Heizungssystems mit leistungsgeregelter Wärmepumpe und Sekundärpumpen. Die Randbedingungen werden den typischen Betriebstemperaturen der Heizwasserbereitung angepasst, die Sole-Eintrittstemperatur variiert zwischen -10°C und 10°C , die Wasser-Eintrittstemperatur zwischen 25°C und 45°C . Neben den Kosten ist auf der zweiten Abszisse die jeweils ermittelte optimale relative Leistung der Wärmepumpe und der Sekundärpumpen aufgetragen. Alle weiteren Parameter werden konstant gehalten und entsprechen den in Tabelle 7.1 zusammengefassten Standardbedingungen.

Wie bei der Sensitivitätsanalyse wird die Ladepumpe stets mit einer hohen relativen Leistung betrieben. Nur bei sehr günstigen Temperaturrandbedingungen, mit einem minimalen Unterschied zwischen Sole- und Wassereintrittstemperatur, werden optimale Drehzahlen kleiner Eins ermittelt. Für die Solepumpe gilt, je geringer die Temperaturdifferenz zwischen Wasser- und Soleaustritt, desto geringer

die relative Leistung der Solepumpe. Zwar ist eine geringe Temperaturdifferenz über dem Verdampfer von Vorteil für einen hohen COP der Wärmepumpe, dennoch erfordert dies einen hohen Volumenstrom durch den Solekreis, was mit einem erheblichen Energieaufwand zum Antreiben der Solepumpe verbunden ist. Als Folge daraus liegt die relative Solepumpen-Leistung unterhalb des Maximums. Aufgrund des geringeren Druckverlustes im Ladekreis ist der Aufwand in der Ladepumpe geringer, was eine höhere optimale relative Leistung zur Folge hat.

Die relative Leistung der Wärmepumpe ist eng an die Austrittstemperatur der Sole gekoppelt. Je höher die Soletemperatur, desto geringer die relative Leistung der Wärmepumpe.

Wird die Temperaturdifferenz zwischen Wasser- und Soleaustritt berechnet, so ist ein eindeutiger Zusammenhang mit den jährlichen Kosten erkennbar. Je geringer diese Differenz, desto geringer die jährlichen Kosten.

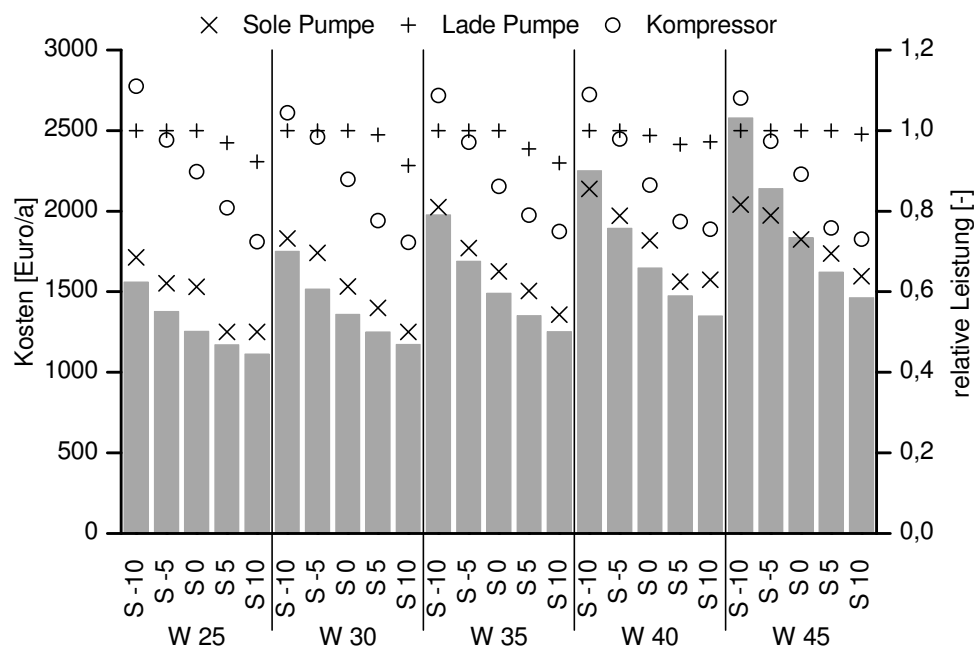


Abbildung 7.2: Einfluss verschiedener Temperaturrandbedingungen auf minimale jährliche Kosten eines Heizungssystems mit leistungsgeregelter Wärmepumpe und Sekundärpumpen; dargestellt sind zudem die optimalen relativen Leistungen der Komponenten um die minimalen jährlichen Kosten zu erreichen.

Trinkwasserbereitung

Die Temperatur- und Energierandbedingungen der Trinkwasserbereitung unterscheiden sich von denen der Heizwasserbereitung. Hier ist mit deutlich höheren

Wasser-Austrittstemperaturen zu rechnen. Des Weiteren sind die zu übertragende thermische Energie sowie die speicherbare Energie geringer. Abbildung 7.3 zeigt den Einfluss typischer Temperaturrendbedingungen auf mögliche minimale jährliche Kosten eines Trinkwassersystems. Die Sole-Eintrittstemperatur variiert zwischen -10°C und 10°C , die Wasser-Eintrittstemperatur zwischen 40°C und 60°C . Darüber hinaus ist die jeweilige relative Leistung der Sekundärpumpen und der Wärmepumpe aufgetragen, um optimale Kosten erreichen zu können.

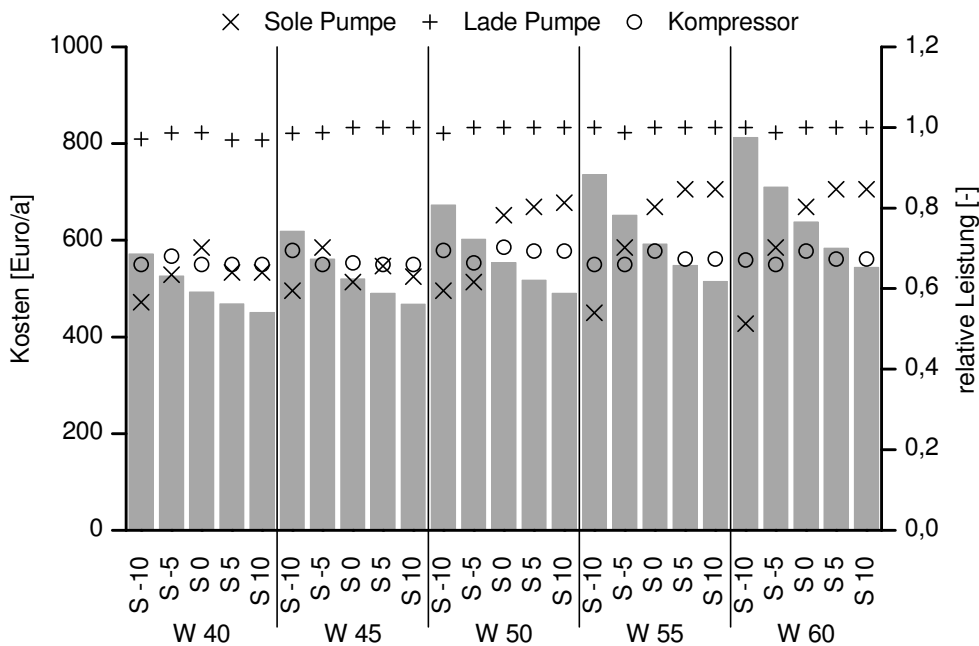


Abbildung 7.3: Einfluss verschiedener Temperaturrendbedingungen auf minimale jährliche Kosten eines Trinkwassersystems mit leistungsgeregelter Wärmepumpe und Sekundärpumpen; dargestellt sind zudem die optimalen relativen Leistungen der Komponenten um die minimalen jährlichen Kosten zu erreichen

Ähnlich der Heizwasserbereitung werden die niedrigsten Kosten bei einem minimalen Unterschied zwischen Sole- und Wasseraustrittstemperatur erreicht. Es ist ebenso eine enge Kopplung von Temperaturdifferenz und minimalen Kosten zu erkennen.

Um minimale Kosten zu erzielen muss die Ladepumpe mit hoher relativer Leistung betrieben werden. Die optimale Leistung der Solepumpe liegt im mittleren Drehzahlbereich. Im Gegensatz zur Heizwasserbereitung steigt bei hoher Wasser-Eintrittstemperatur die Drehzahl mit steigender Sole-Eintrittstemperatur. Eine 9 kW Wärmepumpe ist für die ausschließliche Nutzung zur Trinkwasserbereitung überdimensioniert, dies führt zu sehr hohen Kompressor-Lebensdauern. Um dennoch realistische Annahmen treffen zu können, wurde die Lebensdauer auf ma-

ximal 40 Jahre begrenzt, woraus sich konstante Investmentkosten der gesamten Trinkwasser-Optimierung ergeben. Die optimale Betriebsweise ist dadurch nur noch abhängig von den Betriebskosten und damit von der Effizienz der Wärmepumpe. Wie in Kapitel 7.4.3 ausführlich erläutert wird, ist die maximale Effizienz bei hoher relativer Leistung der Sekundärpumpen und gleichzeitig geringer relativer Kompressor-Leistung zu erreichen.

7.4.3 Maximale Effizienz bei variierenden Temperaturen

Neben den minimalen jährlichen Kosten werden für ein weiteres Optimierungsproblem die maximalen JAZ_{Komp} bei gleichen Temperaturrendbedingungen ermittelt.

Die maximale JAZ_{Komp} wird in allen Betriebspunkten bei minimaler relativer Wärmepumpen-Leistung und maximaler relativer Sekundärpumpenleistung erzielt. Die relative Leistung der optimalen JAZ_{Komp} unterscheidet sich demnach deutlich von der relativen Leistung, die bei der Optimierung der minimalen jährlichen Kosten ermittelt wurde. Tabelle 7.2 stellt die JAZ_{Komp} und die jährlichen Kosten der Optimierung auf minimale Kosten und maximale Effizienz gegenüber. Im Mittel über alle Temperaturrendbedingungen liegt das auf eine maximale JAZ_{Komp} optimierte System um 0,42 Punkte über der JAZ_{Komp} des kostenoptimierten Systems. Die ermittelten durchschnittlichen jährlichen Kosten des kostenoptimierten Systems liegen dafür 135 Euro/a unter dem System mit der größten Wärmepumpeneffizienz. Folglich lässt sich von einem möglichst effizienten Betrieb der Wärmepumpe nicht auf einen kostenoptimalen Betrieb schließen.

7.5 Simulation mit optimierter Leistungsregelung

Abschließend werden die aus Kapitel 7.4.2 gewonnenen Erkenntnisse in einer Regelstrategie umgesetzt und die Auswirkungen der neuen Regelung auf das Systemverhalten zu bewerten.

7.5.1 Regelstrategie

Um eine erste Potentialabschätzung des Einflusses leistungsgeregelter Komponenten auf das Systemverhalten vornehmen zu können, wurde eine temperaturabhängige Steuerung der relativen Leistung von Kompressor, Sole- und Ladepumpe umgesetzt. Thermische Gesamtenergie und thermische Kapazität des Systems für die Heiz- und Trinkwasserbereitung waren aus einer Jahressimulation bekannt.

Temperatur- randbedingungen	minimale Kosten		maximale Effizienz	
Einheit	JAZ_{Komp}	Euro/a	JAZ_{Komp}	Euro/a
S-10/W25	4,39	1560	5,11	1778
S0/W25	5,86	1255	6,42	1358
S10/W25	6,85	1114	7,17	1187
S-10/W30	3,81	1750	4,33	1960
S0/W30	5,20	1361	5,72	1456
S10/W30	6,28	1174	6,69	1236
S-10/W35	3,21	1977	3,64	2237
S0/W35	4,58	1491	5,02	1580
S10/W35	5,68	1253	6,12	1303
S-10/W40	2,71	2252	3,04	2653
S0/W40	4,00	1649	4,35	1736
S10/W40	5,16	1349	5,50	1390
S-10/W45	2,27	2580	2,53	3112
S0/W45	3,42	1837	3,74	1925
S10/W45	4,61	1464	4,89	1501
Mittelwert	4,55	1582	4,97	1717

Tabelle 7.2: Einfluss verschiedener Temperaturrandbedingungen auf die jährliche Kosten und JAZ_{Komp} eines Systems mit leistungsgeregelter Wärmepumpe und Sekundärpumpen; aufgelistet sind ein System optimiert auf minimale Kosten und eines optimiert auf maximale Effizienz

Die Hydraulik des Ersatzsystems wurde dem der Jahressimulation angeglichen, so dass sich bei maximaler relativer Leistung die selben Volumenströme in den Leitungen einstellen. Alle weiteren Parameter wurden gemäß den Standardbedingungen aus Tabelle 7.1 gewählt. Die Temperaturen wurden je nach Betriebsart in den typischen Werten variiert. Kennlinien der relativen Leistungen in Abhängigkeit von der normierten Sole- und Wasser-Eintrittstemperatur wurden aus den Simulationsergebnissen ermittelt. Für deren mathematische Beschreibung wird Gleichung 7.5 verwendet.

$$\omega = K_1 + K_2 \cdot T'_{Quel} + K_3 \cdot T'_{Senk} + K_4 \cdot T'_{Quel} \cdot T'_{Senk} \quad (7.5)$$

ω bezeichnet die relative Leistung der Komponenten, die Koeffizienten K_1 bis K_4 spezifizieren die Kennlinien. Dabei wird für jede Komponente in der Betriebsweise der Wärmepumpe unterschieden, so dass es jeweils eine relative Leistung für die Trinkwasserbereitung ω_{TWB} und eine für die Heizwasserbereitung ω_{HWB} gibt.

Dieser neue Ansatz ist geeignet für Systeme mit bekannten Kenngrößen. Für einen Feldeinsatz dagegen muss die Regelstrategie noch erweitert werden, da die jährlichen Energieströme unbekannt sind. Möglich sind unter anderem eine Online-Optimierung anhand des Simplex-Algorithmus oder die Vorsteuerung der relativen Drehzahl wird um weitere Multiplikatoren, wie thermische Gesamtenergie und Kapazität, erweitert.

7.5.2 Auswirkungen der optimierten Leistungsregelung auf das Gesamtsystem

Die Regelstrategie wurde für neun Simulationen mit variierendem Planer/Installateur und Nutzer umgesetzt, um den Einfluss leistungsgeregelter Komponenten auf das Gesamtsystem zu analysieren. Der Hersteller wurde als Einflussfaktor nicht verändert und bei allen Simulationen fest als Standard Hersteller definiert.

Jahresarbeitszahl - Optimierte Leistungsregelung

Wenngleich es nicht Ziel der Optimierung war, die *JAZ* des Systems zu erhöhen, so ist durch die leistungsgeregelten Komponenten dennoch eine Verbesserung der *JAZ* zu verzeichnen. Abbildung 7.4 zeigt die *JAZ* der optimierten und der Standard-Regelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur. In Dunkelgrau ist das optimierte, in Hellgrau das Standard-System dargestellt. Die Einflussfaktoren sind bei gleichem Nutzer-Typ paarweise zusammengefasst. Gedrittelt wird das Diagramm von den Einflussfaktoren des Planers/Installateurs. Über alle neun Simulationen verbessert sich die *JAZ* im Mittel um 2,9 %.

Auffallend ist, dass das Anlagenverhalten vor allem durch den Planer/Installateurs beeinflusst wird. Die deutlichste Verbesserung konnte bei schlechtem Planer/Installateur mit 6,5 % erzielt werden, gefolgt vom Standard-Planer/Installateur mit 4,2 %. Bei gutem Planer/Installateur verschlechtert sich die *JAZ* sogar um 1,9 %. Generell konnte für den guten Planer/Installateur keine Verbesserung erzielt werden. Grund dafür sind die Annahmen bei der Ermittlung der optimalen relativen Leistung. Für die Heizwasserbereitung wurde eine minimale Wärmepumpen-Leistung von 7 kW als weicher Grenzwert definiert, damit die Wärmepumpe auch an kalten Tagen noch aus eigener Kraft das Gebäude klimatisieren kann. Die thermische Leistung der ungeregelten Wärmepumpe fällt an kalten Tagen jedoch unter diesen Grenzwert. Durch diese Einschränkung hat die Wärmepumpe mit konstanten Drehzahlen Vorteile bei der Effizienz gegenüber der

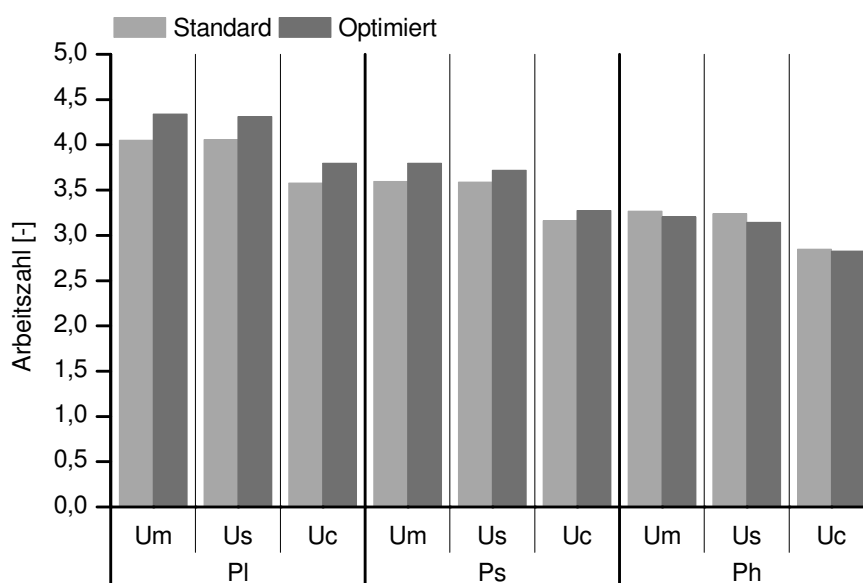


Abbildung 7.4: *JAZ* der optimierten und Standard-Regelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur mit Standard Hersteller (Ms) - Optimierte Leistungsregelung

leistungsgeregelten Wärmepumpe, dafür aber Nachteile beim Komfort. Bei der Trinkwasserbereitung hingegen wurde keine minimale Wärmepumpen-Leistung definiert.

Thermischer Energieverbrauch - Optimierte Leistungsregelung

Abbildung 7.5 vergleicht optimiertes und Standard-System in den Bereichen der übertragenen thermischen Gesamtenergie und der benötigten thermischen Energie zur Trinkwasserbereitung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur. Im Mittel über alle Anlagen überträgt das optimierte System 0,1 % weniger an thermischer Energie, die Unterschiede sind folglich nur marginal.

Dieses Ergebnis ist nachvollziehbar, da auf der Verbraucherseite keine Veränderungen vorgenommen werden. Die optimierte relative Leistung der einzelnen Komponenten beeinflusst sowohl die Massenströme durch die Wärmeübertrager als auch die thermische Leistung der Wärmepumpe. Dies wiederum verändert die Austrittstemperatur der Fluide. So reduziert sich im Mittel aller Anlagen die Wärmesenken-Vorlauftemperatur um 0,3 K, was eine Erklärung für die niedrigere thermische Energie ist.

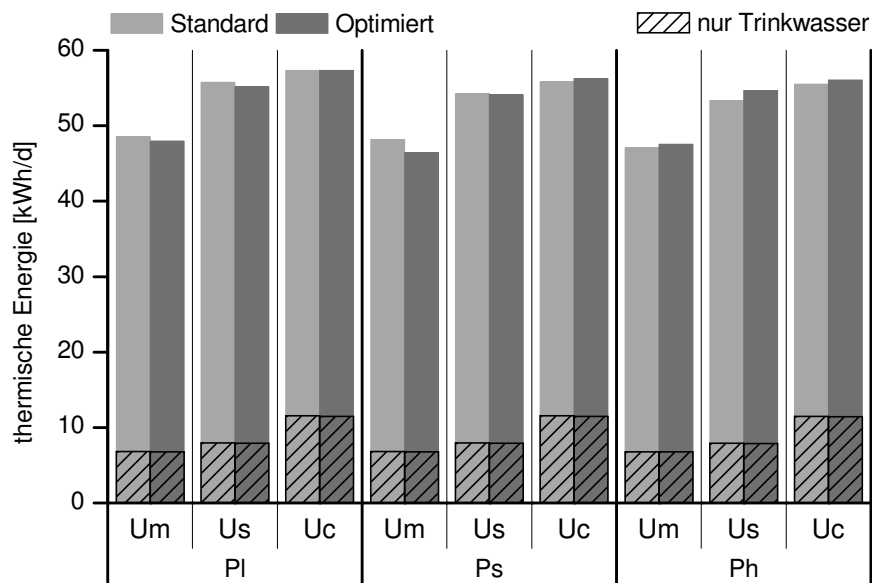


Abbildung 7.5: Thermisch übertragene Gesamtenergie des Systems sowie benötigte thermische Energie zur Trinkwasserbereitung (schraffiert) der optimierten und Standard-Regelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur mit Standard Hersteller (Ms) - Optimierte Leistungsregelung

Elektrischer Energieverbrauch - Optimierte Leistungsregelung

Sind die Unterschiede von optimiertem und Standard-System bei der thermisch übertragenen Energie kaum feststellbar, so sind die Auswirkungen der optimierten Leistungsregelung auf die elektrisch übertragene Energie deutlich. In Abbildung 7.6 sind die elektrische Energieaufnahme des Gesamtsystems und des Kompressors von optimierter und Standard-Anlage in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur zu sehen. Im Mittel über alle Anlagen nehmen das Gesamtsystem 2,8 % und der Kompressor 4,7 % weniger elektrische Energie auf als beim Standard-System, wobei beim guten Planer/Installateur sogar ein Anstieg zu verzeichnen ist.

Eine Reduktion der elektrischen Energieaufnahme ist bei einem auf minimale jährliche Kosten optimierten System zu erwarten, da der Energieverbrauch direkt mit den Betriebskosten korrelieren. Durch die optimierte Leistungsregelung der Sekundärpumpen und des Kompressors verlängert sich zwar die durchschnittliche Anlagenlaufzeit um 23,7 %, reduziert aber im Gegenzug die elektrische Leistungsaufnahme der Komponenten. So steigt die mittlere JAZ_{Komp} des optimierten Systems um 4,9 % auf 5,11. Die elektrische Energieaufnahme der Sekundärpumpen wächst aufgrund der längeren Laufzeit um 6,2 %.

Wie bereits erläutert, ist beim guten Planer/Installateur der elektrische Ener-

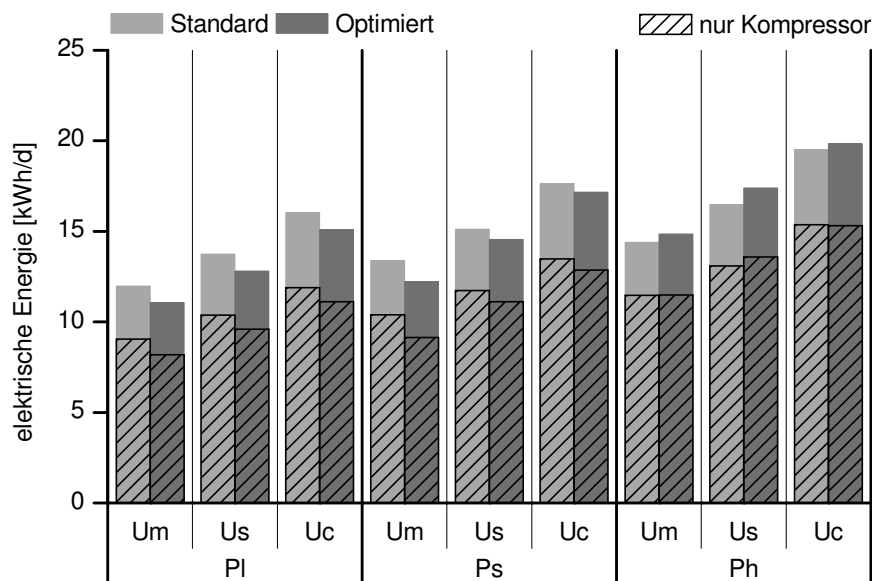


Abbildung 7.6: Elektrische Gesamtenergie sowie elektrische Energie des Kompressors (schraffiert) der optimierten und Standard-Regelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur mit Standard Hersteller (Ms) - Optimierte Leistungsregelung

gieverbrauch der drehzahl geregelten Komponenten größer als beim System mit drehzahlkonstanten Komponenten. Dies wird durch das Fordern einer minimalen thermischen Wärmepumpenleistung verursacht, um hohen Komfort in den Räumen gewährleisten zu können.

Jahreskosten - Optimierte Leistungsregelung

Den deutlichsten Einfluss auf die Lebensdauer des Kompressors hat die optimierte Leistungsregelung. Abbildung 7.7 stellt die Lebensdauer von optimiertem und Standard-System in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur gegenüber. Bei allen Anlagen kann sie um durchschnittlich 40,1 % auf 27,6 a verlängert werden. Auch die Anlagen des guten Planers/Installateurs weisen eine Steigerung auf.

Die Lebensdauer des Kompressors kann durch eine Laufzeitverlängerung der Wärmepumpe und eine Reduzierung der An/Aus-Zyklen erhöht werden. Versagt der Kompressor des Standard-Systems im Schnitt nach einer Laufzeit von 48 202 h und 47 184 An/Aus-Zyklen, so tritt ein Schaden im optimierten System erst nach einer Laufzeit von 81 141 h und 38 206 An/Aus-Zyklen auf.

Erstaunlich ist, dass der schlechte Planer/Installateur mit der optimierten Leistungsregelung die höchste Lebensdauer erreicht. Durch die hohe thermische

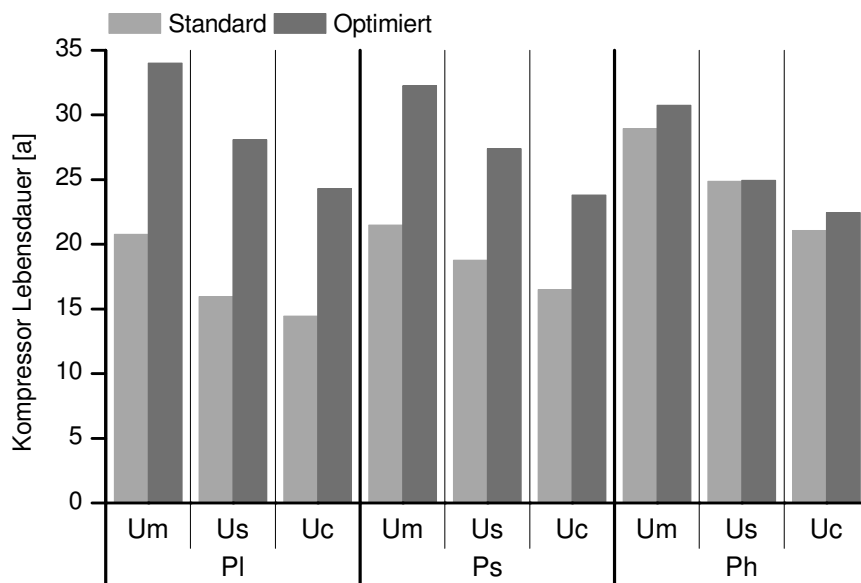


Abbildung 7.7: Kompressorlebensdauer der optimierten und Standard-Regelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur mit Standard Hersteller (Ms) - Optimierte Leistungsregelung

Nenn-Austrittsleistung der 11 kW Wärmepumpe wird der gesetzte weiche Grenzwert der minimalen Wärmepumpen-Leistung von 7 kW im zulässigen Kompressor-Drehzahlbereich nie unterschritten. Dadurch wird die optimale relative Leistung der Wärmepumpe zu keinem Zeitpunkt von den weichen Grenzwerten des Optimierungsalgorithmus beeinflusst. Dies erklärt das größte Einsparpotential.

Die beschriebenen Effekte wirken sich auf die jährlichen Gesamtkosten des optimierten Systems aus, dargestellt in Abbildung 7.8. Zu sehen sind die jährlichen Kosten, bestehend aus Investitions-, Wartungs- und Betriebskosten in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur. Durch den erhöhten technischen Aufwand steigen die Investitionskosten der Anlage um 100 Euro. Im Mittel über alle Anlagen sinken die jährlichen Gesamtkosten um 8,7 %, das entspricht 214 Euro/a. Die Kosten des guten Planers/Installateurs dagegen steigen um 40 Euro/a.

Werden die Kosten auf die einzelnen Posten aufgeschlüsselt, so ergeben sich die größten Einsparungen bei den Investitionskosten mit einem durchschnittlichen Wert von 190 Euro/a, gefolgt von den Betriebskosten mit 24 Euro/a. Die Wartungskosten bleiben in beiden Fällen gleich hoch.

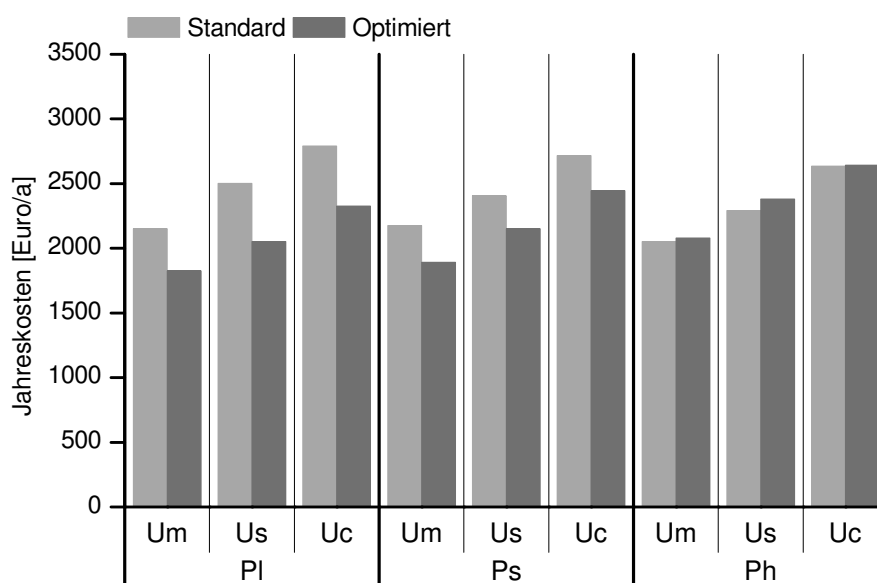


Abbildung 7.8: Jährliche Gesamtkosten der Wärmepumpenanlage mit Abschreibung über 15 Jahre, der optimierten und Standard-Regelung in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Nutzer und Planer/Installateur mit Standard Hersteller (Ms) - Optimierte Leistungsregelung

Aspekte der optimierten Leistungsregelung

Durch die optimierte Leistungsregelung des Kompressors und der Sekundärpumpen können Kosten eingespart werden. Die Optimierung wirkt sich in erster Linie positiv auf die Kompressor-Lebensdauer und nicht, wie erwartet, auf die Anlageneffizienz aus. Am Meisten profitieren die thermisch überdimensionierten Anlagen, da hier der Optimierungsalgorithmus nicht durch weiche Grenzen beeinflusst wird. Somit ist es möglich, ein globales Minimum zu erreichen. Anhand dieser Erkenntnis kann ein grundlegendes Problem von Wärmepumpenanlagen gelöst werden. Denn sind Anlagen mit drehzahlkonstanten Komponenten nicht korrekt dimensioniert, so kann, wie in Kapitel 5.4.4 dargestellt, auch keine optimale Wirtschaftlichkeit erreicht werden. Durch leistungsgeregelte Komponenten kombiniert mit einer Regelung, die auf minimale Anlagenkosten abzielt, verliert die Dimensionierung der Wärmepumpe an Bedeutung. Daher kann pauschal überdimensioniert werden, ohne Einbußen für die Anlagenperformance befürchten zu müssen.

Für einen Feldeinsatz müssten in einem weiteren Schritt die Regelstrategien für den Kompressor und die Sekundärpumpen verallgemeinert werden. Lösungsansätze dafür wären zum Beispiel eine Online-Optimierung anhand des Simplex-Algorithmus oder eine Erweiterung der Kennlinie aus Gleichung 7.5.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

Abschließend werden die wichtigsten Thesen mit Ausblick auf zukünftige Themenbereiche konsolidiert.

8.1 Zusammenfassung

Erstmals ließ sich simulativ nachweisen, dass nicht nur technische und klimatische Randbedingungen das Betriebsverhalten von Wärmepumpen entscheidend beeinflussen, sondern auch das Verhalten von Planer, Installateur und Nutzer. Nur wenn alle Einflussfaktoren ideal aufeinander abgestimmt sind, werden optimale Ergebnisse in der Wärmepumpenanlage erzielt.

Es hat sich gezeigt, dass die *JAZ* als alleinige Kennzahl nicht geeignet ist, um unterschiedliche Anlagen miteinander zu vergleichen, denn die Arbeitszahl enthält keine Informationen über die übertragene thermische Gesamtenergie. Es hat sich herausgestellt, dass eine hohe Arbeitszahl nicht nur durch günstige Temperaturrandbedingungen verursacht wird, sondern oftmals auch ein hoher Heizenergie-Anteil ausschlaggebend ist. Steigt der Heizenergiebedarf eines Gebäudes während die übrigen Randbedingungen gleich bleiben, so steigt die Arbeitszahl aufgrund der höheren Effizienz der Heizwasserbereitung, obwohl in Summe mehr Energie benötigt wird. Ein aussagekräftiger Vergleich ist nur dann möglich, wenn zur Berechnung der *JAZ* als Nutzen nicht die tatsächlich erzeugte thermische Energie, sondern der Heizwärmebedarf des Gebäudes nach Planungsunterlagen angesetzt wird. Erhöhter Heizenergieverbrauch durch ungünstiges Lüftungsverhalten des Nutzers würde dadurch fair bewertet und reduziert die Arbeitszahl.

Entscheidend für die Kosten einer Wärmepumpenanlage ist nicht nur die auf-

genommene elektrische Energie, sondern auch die Lebensdauer des Kompressors. Diese ist abhängig von der Laufzeit und den An/Aus-Zyklen der Wärmepumpe. Bei Anlagen mit einer thermisch überdimensionierten Wärmepumpe sinkt zwar die elektrische Energieaufnahme aufgrund der kürzeren Laufzeiten der Nebaggregate und der kürzeren Verweildauer in ungünstigen Temperaturrandbedingungen, jedoch steigt dabei die Anzahl der An/Aus-Zyklen des Kompressors, was die Lebensdauer der Wärmepumpe verkürzt. Thermisch überdimensionierte Anlagen verursachen folglich höhere jährliche Kosten.

Es wurde gezeigt, dass die Effizienz der Trinkwarmwasserbereitung schon heute bedeutend ist für hohe Arbeitszahlen, aber in Zukunft noch deutlich stärker zu gewichten sein wird, da der energetische Anteil der Trinkwarmwasserbereitung steigt. Entsprechend wurde eine Methode vorgestellt, wie es möglich ist das Trinkwasser durch die Wärmepumpe noch effizienter zu erwärmen. Anhand eines Optimierungs-Algorithmus ist es gelungen, eine bedarfsgerechte Trinkwasser-Speichertemperatur zu ermitteln. Der redundante Nutzereingriff an Systemregler und Zapfstelle zur Einstellung der gewünschten Warmwasser-Temperatur kann durch eine messtechnische Erfassung des tatsächlichen Zapfverhaltens umgangen werden. Anhand dessen errechnet der Algorithmus die optimale Warmwasser-Speichertemperatur, um sowohl die gewünschte Zapftemperatur als auch Energiemenge bereitstellen zu können. Gegenüber einem System mit Standard-Regelung kann die *JAZ* somit um 5,1 % gesteigert werden, bezogen auf die Trinkwasserproduktion sogar um 28,6 %. Trotz des höheren Investitionsaufwands durch die zusätzliche Messtechnik, können die jährlichen Kosten durchschnittlich um 50 Euro reduziert werden.

Durch eine Optimierung der relativen Leistung von Kompressor, Solepumpe und Ladepumpe mit Fokus auf minimale jährliche Kosten, werden noch deutlichere Einsparungen erzielt. Mittels Simplex-Algorithmus wurde zunächst die jeweils optimale relative Leistung in den stationären Betriebspunkten errechnet. Auf Basis dieses Ergebnisses wurde eine temperaturabhängige Steuerung der relativen Leistung der einzelnen Komponenten in die Systemsimulation implementiert. Diese beeinflusst in erster Linie das Betriebsverhalten des Kompressors. Die Laufzeit verlängert sich und im gleichen Zug werden die An/Aus-Zyklen des Kompressors reduziert, was wiederum zu einer um 40,1 % erhöhten Kompressor-Lebensdauer führt. Die *JAZ* wird gegenüber der Standard-Regelung mit 2,9 % nur geringfügig erhöht. Dennoch können die jährlichen Kosten im Schnitt um 214 Euro reduziert werden.

Erstmals ließ sich dokumentieren, dass die effizienteste Anlage nicht zwangsläufig auch die kostengünstigste ist. Dies belegte sowohl die Auswertung der Systemsimulation unter Variation der Einflussfaktoren, als auch die Optimierung der relativen Komponenten-Leistung.

Mit dem Vorschlag zur Optimierung der Trinkwasser-Speichertemperatur und der leistungsgeregelten Anlagenkomponenten ist es möglich, den in Kapitel 3.4.4 vorgestellten Ansatz zur Verbesserung der mittleren Arbeitszahl umzusetzen. Es hat sich gezeigt, dass besonders ungünstiges Betriebsverhalten von Nutzern mit hohem Komfortanspruch in Kombination mit schlecht dimensionierten Anlagen verursacht wird. Die Optimierung der Trinkwasserspeicher-Temperatur führt bei komfortorientierten Nutzern zu energetischen Einsparungen bei gleichbleibendem Anspruch. Die leistungsgeregelten Anlagenkomponenten ermöglichen einen effektiven Betrieb von überdimensionierten Wärmepumpen trotz schlechtem Planer/Installateur.

8.2 Ausblick

Die Betriebszahlen von Wärmepumpenanlagen sind abhängig von der Heiz- und Trinkwasserproduktion. Dominiert heute noch die Heizwasserproduktion, aufgrund des deutlich höheren energetischen Anteils an der übertragenen Gesamtenergie, so wird in Zukunft, mit steigender Qualität der Gebäudedämmung, die Trinkwasserproduktion deutlich an Einfluss gewinnen. Systeme, die im Schnitt mehr Energie zur Erwärmung des Trinkwassers als zur Erwärmung des Heizwassers übertragen, sind realistisch. Die Simulationen haben jedoch gezeigt, dass die Effizienz der Trinkwasserbereitung bisher unzureichend ist. Will man auch in Zukunft gegenüber anderen Wärmeerzeugern mit der Wärmepumpe wettbewerbsfähig bleiben, so ist die größte Herausforderung die Trinkwasserbereitung effizienter zu gestalten.

Es hat sich herausgestellt, dass nicht nur die reine Anlagentechnik Einfluss auf die Betriebsweise von Wärmepumpen hat, sondern im gleichen Maße auch das Verhalten von Planer, Installateur und Nutzer. Die Hersteller haben erkannt, dass gezielte Schulungen sinnvoll und erfolversprechend sind, dementsprechend wird sich die Qualität von Planern und Installateuren in Zukunft verbessern. Darüber hinaus setzt mit steigender Erfahrung der Planer und Installateure ein Selbstlern-Effekt ein. Mindestens ebenso wichtig sind Schulungen für Nutzer, denn für einen Großteil der Anlagenbesitzer ist die komplexe Technik der Wärme-

pumpe nicht greifbar. Auswirkungen durch Veränderung von Regelparametern können demnach vom Nutzer nicht bewertet werden. Daher sollte eine Möglichkeit geschaffen werden, dem Nutzer eine direkte Rückmeldung über sein Verhalten zu geben.

Es hat sich gezeigt, dass es durchaus wirtschaftlich ist, die optimale bedarfsgerechte Trinkwasser-Speichertemperatur anhand eines Algorithmus zu ermitteln. In einem nächsten Schritt ist es ratsam das Optimierungsverfahren im Feldbetrieb zu testen. Dafür ergeben sich neue Herausforderungen, wie zum Beispiel die Problematik, dass der reale Nutzer nicht von Beginn an die gewünschte Temperatur an der Zapfstelle einstellen kann, sondern einige Zeit benötigt. Folglich muss automatisch detektiert werden, wann die Vorkonditionierung abgeschlossen ist und die reale Zapfung beginnt.

Die Leistungsregelung von Kompressor, Ladepumpe und Solepumpe verspricht hohes Einsparpotential. Es wurde jedoch bisher noch keine allgemeingültige Regelstrategie für die Komponenten entwickelt. Eine Online-Optimierung mittels Simplex-Algorithmus unter Verwendung der entwickelten Kostenfunktion ist eine Möglichkeit. Ein weiterer Ansatz wäre die Verallgemeinerung der Kennlinien zur Regelung der Komponenten. Zudem wurde das Verhalten der drehzahlgeregelten Wärmepumpe bis heute nur am Modell ermittelt. Diese Annahmen sollten durch Labormessungen verifiziert werden.

Viele Berechnungen basieren auf der Lebensdauer des Kompressors. Es ist bekannt, dass Laufzeit und An/Aus-Zyklen die Lebensdauer bestimmen. Eine fundierte wissenschaftliche Analyse der Schadensmechanismen im Kompressor steht bislang noch aus.

Literaturverzeichnis

- [1] AUER, Falk ; SCHOTE, Herbert: *Nicht jede Wärmepumpe trägt zum Klimaschutz bei: Erdreich-Wärmepumpen mit positiver Ökobilanz Kritische Bewertung von Luft-Wärmepumpen: Schlussbericht.* 2009
- [2] BAUMANN, Michael ; LAUE, Hans-Jürgen ; MÜLLER, Peter: *Wärmepumpen: Heizen mit Umweltenergie ; Informationspaket.* 4., erw. und vollst. überarb. Aufl., unveränd. Nachdr. Berlin : Verl. Solarpraxis AG, 2008. – ISBN 3-934595-60-X
- [3] BIANCHI, Mikael: *Adaptive Modellbasierte Prädiktive Regelung einer Kleinwärmepumpenanlage*, Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich, Diss., 2006
- [4] BÖCKH, Peter v. ; WETZEL, Thomas: *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis.* Berlin and Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011 (Springer-Lehrbuch). – ISBN 3642159591
- [5] BONIN, Jürgen: *Handbuch Wärmepumpen: Planung und Projektierung.* 1., Aufl. Berlin and Wien and Zürich : Beuth, 2009. – ISBN 3410170928
- [6] BOSCH THERMOTECHNIK GMBH (Hrsg.): *Planungsunterlage: Sole/Wasser-Wärmepumpe: Logatherm WPS 6-11 K und WPS 6-17 mit 6 kW bis 17 kW.* 2008
- [7] BOŠNJKOVIĆ, Franjo: *Technische Thermodynamik.* 8., korrigierte Aufl. Darmstadt : Steinkopff, 1998. – ISBN 3798511144
- [8] BUNDESGESETZBLATT: *Verordnung zur Änderung der Energieeinsparverordnung: EnEV2009*
- [9] DEUTSCHER WETTERDIENST: *Klimadaten für Messstationen in Deutschland - online - frei.* <http://www.dwd.de>. Version: 2010

- [10] DIN EN 12831 DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *Heizungsanlagen in Gebäuden – Verfahren zur Berechnung der Normheizlast*. Berlin, August 2003
- [11] DIN EN 14511 DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und Kühlung - Teil 1: Begriffe; Deutsche Fassung*. Berlin, Februar 2008
- [12] DIN EN 15450 DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *Heizungsanlagen in Gebäuden - Planung von Heizungsanlagen mit Wärmepumpen*. Berlin, Dezember 2007
- [13] ERB, Markus: *Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA: 1996-2003: Abschlussbericht*. 2004
- [14] ESCHMANN, Michael: *Monitoring von Klein-Wärmepumpen mittels Normprüfungen 2008: Abschlussbericht*. Buchs and Schweiz, 2008
- [15] FINN, D. ; MURPHY, F. ; SHANNON, S.: Control Algorithms for System Integration of Heat Pumps: Steady State and Seasonal Analysis: Konferenzbeitrag. In: *9th International IEA Heat Pump Conference*, (2008)
- [16] FLOSS, Alexander ; DIETRICH, Christian: *Optimierte Integration von Pufferspeichern in Hydraulischen Systemen*. Biberach, 2010
- [17] GEMIS: *Globales Emissions-Modell Integrierter Systeme: Software*. 2010
- [18] GRZEBIELA, Robert: *Das Einbringen von Erdsonden zur Nutzung der Erdwärme als Unternehmensmodell in der Baubranche*. Hamburg : Diplomica-Verl., 2008. – ISBN 978-3-8366-6608-4
- [19] HAFNER, Bernd ; PLETTNER, Johannes ; WEMHÖNER, Carsten ; WENZEL, Thomas: *CARNOT: Conventional And Renewable eNergy systems Optimization Toolbox: Extension for MATLAB-SIMULINK*. Juelich, 1999
- [20] HORSTMANN, Peter ; ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Survey of Heat Pump Buderus WPS 9: No. AEB-10-902: Interner Bericht*. 2010
- [21] HUBER, Arthur ; SCHULER, Othmar: *Berechnungsmodul für Erdwärmesonden: Schlussbericht*. 1997

- [22] JESSE, Klaus: *Jahrespressekonferenz: Trends und Herausforderungen im Wärmemarkt*. Köln, 2010
- [23] JUNKERS BOSCH GRUPPE: *Produkte und Zubehör: Gesamtkatalog inklusive Preise 2010*. 2010
- [24] KARLSSON, Fredrik: *Capacity control of residential heat pump heating systems*. Göteborg and Sweden, Chalmers University of Technology, Diss., 2007
- [25] KNABE, G. Prof. Dr.-Ing.: *Simulation und Validierung eines Programms für Warmwasserheiznetze: Endbericht*. April 2002
- [26] MADANI, Hatef ; CLAESSE, Loachim ; LUNDQUIST, Per: Capacity control in ground source heat pump systems part II: Comparative analysis between on/off controlled and variable capacity systems. In: *International Journal of Refrigeration* (2011), Nr. doi:10.1016/j.ijrefrig.2011.05.012
- [27] MAYER, Helmut: *Energieverbrauch der privaten Haushalte für Wohnen rückläufig: Pressemitteilung Nr.372*. Wiesbaden,
- [28] MEIER, Axel B.: *VDI 4650 Norm unsinnig. Beispiel: Luft-Wärmewandler JAZ VDI 4650 = 3,73, im Objekt 5,10: VDI 4650: Der Zwang zur Normierung*. Wuppertal, 2011
- [29] MIARA, Marek: Richtig geplant, wirklich gespart. In: *IKZ Haustechnik* (2009), Nr. 2009/3, S. 28–31
- [30] MIARA, Marek: *Wärmepumpen Effizienz: Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb: Abschlussbericht*. Freiburg : Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, 2011
- [31] MILLES, Uwe ; HORENBURG, Peter: Strom aus Gas und Kohle: BINE Informationsdienst. In: *basis Energie 17* (2011)
- [32] OCHSNER, Karl: *Wärmepumpen in der Heizungstechnik: Praxishandbuch für Installateure und Planer*. 4., überarb. und erw. Heidelberg : Müller, 2007. – ISBN 3788078065
- [33] RUSS, Christel: *Feldmessung: Wärmepumpen im Gebäudebestand: Abschlussbericht*. Freiburg : Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, 2010

- [34] RYBACH, L. (Hrsg.) ; EUGSTER, W. J. (Hrsg.): *SUSTAINABILITY ASPECTS OF GEOTHERMAL HEAT PUMPS*. Stanford Geothermal Program, 2002
- [35] SAWILLIO, Martin (Hrsg.): *Erfahrungen und praktische Umsetzung von Förderkonzepten für erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen durch das Umweltministerium Baden-Württemberg: Konferenzbeitrag*. 2007
- [36] SCHUNK, Axel: *Simulation von Wärmepumpenanlagen zur Untersuchung ihrer Effizienz und Wirtschaftlichkeit: Diplomarbeit*. Stuttgart, April 2010
- [37] STREICHER, E. ; HEIDEMANN, W. ; MÜLLER-STEINHAGEN, H.: *Energieeinsparungsverordnung EnEV – Neue Chancen für den Einsatz von solarthermischen Anlagen?* 2004 (OTTI - 14. Symposium Thermische Solarenergie 12.)
- [38] TGA NEWSLETTER: *Überarbeitungsbedarf für VDI 4650*. 06-2010 | 28.05.2010 (21.KW). 2010
- [39] TRANSYS: *TRNSYS 16 a TRaNsientSYstemSimulationprogram: Multizone Building modeling with Type56 and TRNBuild: Manual*. 2007
- [40] U.S. DEPARTMENT OF ENERGY - ENERGY EFFICIENCY AND RENEWABLE ENERGY: *EnergyPlus Energy Simulation Software: Weather Data*. <http://energy.gov/eere>. Version: 2011
- [41] VDI 2067 VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen Grundlagen und Kostenberechnung*. Berlin, September 2000
- [42] VDI 4650 VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen*. Berlin, März 2009
- [43] VDI 6030 VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *Auslegung von freien Raumheizflächen, Grundlagen Auslegung von Raumheizkörpern*. Berlin, Juli 2002
- [44] WEIGAND, Bernhard ; KÖHLER, Jürgen ; WOLFERSDORF, Jens von: *Thermodynamik kompakt*. Berlin Heidelberg : Springer, 2008. – ISBN 9783540718659
- [45] WIMMER, Roger W.: *Regelung einer Wärmepumpenanlage mit Model Predictive Control*. Zürich, Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich, Diss., 2005

- [46] WYZGOL, Heinz-Jürgen: Installationsfehler und ihre Auswirkungen auf den Anlagenbetrieb: Praxiserfahrungen mit Wärmepumpen. In: *IKZ Haustechnik* (2011), Nr. 13/2011, S. 36–39

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Beschreibung
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{Q}	W	thermische Leistung
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom
A	m ²	Fläche
C	J/K	thermische Kapazität
c_p	J/kgK	spezifische Wärmekapazität
d	m	Dicke
E	J	elektrische Energie
f	—	Faktor
h	J/kg	Enthalpie
h	W/mK	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient
H	m	Höhe
hub	m ³	Volumen
i	%	Zinssatz
J	—	Kostenfunktion
K	—	Koeffizient
k	—	Krümmung
K	Euro	Kosten
l	m	Länge
M	kg	Masse
n	1/s	Drehzahl
n	a	Laufzeit
P	W	elektrische Leistung
Q	J	thermische Energie

R	Km/W	thermische Wärmewiderstand
r	m	Radius
S	J/K	Entropie
T	°C	Temperatur
t	s	Zeit
T'	—	normierte Temperatur
U	J	Innere Energie
U	W/Km ²	Wärmedurchgangskoeffizient
W	W/Km	Wärmekapazitätstrom

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Beschreibung
Δ	K	Differenz
ϵ	—	Leistungszahl
ϵ	—	Emissionsgrad
η	—	Effizienz
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
μ	—	Gewichtungsfaktor
ν	—	Vergessensfaktor
ω	—	relative Leistungen
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	W/m ² K ⁴	Stefan-Bolzmann-Konstante ($5,67 \cdot 10^{-8}$)

Dimensionslose Kennzahlen

Symbol	Beschreibung
π	Kreiszahl
Nu	Nusselt-Zahl

Mathematische Operatoren

Symbol	Beschreibung
d	Differential
ln	Natürliche Logarithmus

Indizes

Symbol	Beschreibung
∞	Umströmend, Umgebung, ungestörte pyhsikalische Größe
AAZ	An/Aus-Zyklen
AF	Annuität
b	Druckverlustkoeffizienten
Beda	Bedarf
Betr	Betriebskosten
Bohr	Erdsondenbohrung
carnot	Carnot Kreisprozess
DIN14511	Nach Deutscher Industrie Norm 14511
dp	Druckverlust
eff	Effektiv
effis	Effektiv isentrop
Erds	Erdsonde
Gesa	Gesamt
HF	Hinterfüllung
HWB	Heizwasserbereitung
Inve	Investmentkosten
isen	Isentrop
JA	Jahresarbeitszahl jeder Anlage
Kapa	Kapazität
Komp	Kompressor
KonA	Konvektiver Wärmestrom durch Außenluft
Kond	Kondensator
KonI	Konvektiver Wärmestrom durch innere Wärmequellen
KonL	Konvektiver Wärmestrom durch Raumlüftung
KonR	Konvektiver Wärmestrom durch Räumen
LadeP	Ladepumpe
Leit	Leitung
LZ	Laufzeit
m	Massenknoten
max	Maximalwert
min	Minimalwert

n	Nummerierung
O	Oberfläche
Prod	Produktion
Pump	Pumpe
Quel	Quelle
real	Reale Kreisprozess
Ref	Referenz
rel	Relativ
SA	schlechtesten Anlagen
Senk	Wärmesenke
SoleP	Solepumpe
Spei	Speicher
StrQ	Strahlungsaustausch mit Wärmequelle
StrS	Strahlungsaustausch mit Sonne
StrW	Strahlungsaustausch mit Wand
Syst	System
Trpo	Transport
TWB	Trinkwasserbereitung
Verl	Verlust
vol	Volumetrisch
Wart	Wartungskosten
WK	Übertragene Wärme durch Konvektion
WL	Übertragene Wärme durch Leitung
WP	Wärmepumpe
WS	Übertragene Wärme durch Strahlung
WT	Wärmetauscher
ZH	elektrischer Zusatzheizer
Zusa	Zusatzeinrichtungen

Abkürzungen

Symbol	Beschreibung
AZ	Arbeitszahl
COP	Coefficient of performance
EFH	Einfamilienhaus
EFHD	Durchschnittliches Einfamilienhaus

EFHN	Neubau Einfamilienhaus
EnEV	Energieeinsparverordnung
FAWA	Schweizer Bundesamt für Energie - Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen
Info	Information
ISE	Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme
ISE-Bestand	Fraunhofer ISE - Feldmessung Wärmepumpen im Gebäudebestand
ISE-Neubau	Fraunhofer ISE - Wärmepumpen Effizienz
JAZ	Jahresarbeitszahl
kalt	Kaltes Wasser
KP	Kritische Punkt
LD	Lebensdauer
MAZ	Monatsarbeitszahl
MFH	Mehrfamilienhaus
Mh	Manufacturer high - Guter Hersteller
MI	Manufacturer low - Schlechter Hersteller
MPC	Model predictive Control
Ms	Manufacturer standard - Durchschnittlicher Hersteller
Ph	Plumber high - Guter Planer/Installateur
Pl	Plumber low - Schlechter Planer/Installateur
Ps	Plumber standard - Durchschnittlicher Planer/Installateur
Puffer	Pufferspeicher
Sihf	Sicherheitsfaktor
Soll	Soll Wert
TAZ	Tagesarbeitszahl
TRLS	Sole Rücklauftemperatur
TWS	Trinkwasserspeicher
Uc	User comfort - komfortorientierte Nutzer
Um	User minimal - kostenorientierte Nutzer
Us	User standard - Durchschnittliche Nutzer
warm	Warmes Wasser
WPZ	Wärmepumpen-Testzentrum
XAZ	Arbeitszahl auf keinen bestimmten Zeitraum begrenzt

Zapf Warmwasserzapfung

Anhang A

Anhang

A.1 Simulationsergebnisse - EFHN

Wie in Kapitel 5.4 festgestellt, hat das Verhältnis aus verbrauchter Warmwasser- und Gesamtenergie wesentlichen Einfluss auf das Systemverhalten, deshalb sollen vergleichend die Simulationen mit einem neuen Gebäudetyp wiederholt werden.

A.1.1 Simulationsrandbedingungen - EFHN

Wurde in Kapitel 5.4 noch ein durchschnittliches freistehendes Einfamilienhaus in Deutschland verwendet, soll nun ein freistehender Neubau mit höherem Dämmstandard untersucht werden. Mit dieser Parameterwahl wird der gesetzlich getriebenen Entwicklung im Gebäudesektor Rechnung getragen. Das EFHN zeichnet sich, wie in Tabelle A.1 dargestellt, durch eine geringere relative und absolute Heizlast aus. Zum direkten Vergleich sind die Gebäudeparameter des durchschnittlichen Einfamilienhauses mit aufgeführt.

Laut Planungsunterlagen errechnet sich die Heizlast des Neubaus zu 6500 W. Demnach müsste der durchschnittliche Planer/Installateur eine 7 kW Wärmepumpe installieren. Unberücksichtigt bleibt die Anpassung der thermische Leistung der Wärmepumpen an den Nutzer-Typ, um einen Vergleich zwischen beiden Gebäuden zulassen zu können. Denn der gute Planer/Installateur müsste, nach dieser Definition eine Wärmepumpe mit einer thermischen Leistungen von 5 kW auswählen. Solche Geräte sind allerdings als erdgekoppelte Wärmepumpe nicht auf dem Markt verfügbar. Angepasst an die niedrigere Heizlast des Gebäudes wird hingegen die Länge der Erdsonde. Dies entspricht, beim Neubau, 140 m für den schlechten Planer/Installateur, 120 m für den durchschnittlichen Planer/Installateur und 100 m für den guten Planer/Installateur. Zudem kann

Parameter	Einheit	EFHD	EFHN
Wohnfläche	m ²	141,9	184
Raumvolumen	m ³	443	477
Wohnfläche Wohnzimmer (Zone1)	m ²	35,48	46
Wohnfläche Küche, Bad, Flur (Zone2)	m ²	35,48	46
Wohnfläche Kinderzimmer (Zone3)	m ²	52,71	68,35
Wohnfläche Schlafzimmer (Zone4)	m ²	18,24	23,65
Wohnfläche Speicher (Zone5)	m ²	70,95	92
Durchschnittliche Wärmeleitfähigkeit	W/m ² K	0,31	0,25
Relative Heizlast	W/m ²	74,51	46,52
Absolute Heizlast	kW	10,57	8,56

Tabelle A.1: Gebäudeparameter eines Neubaus im Vergleich zu einem durchschnittlichen Einfamilienhaus in Deutschland

aufgrund des geringeren Heizbedarfs die Heizungsvorlauftemperatur der Heizkurve reduziert werden.

A.1.2 Auswertung Einzelanlage - EFHN_{MsUsPs}

Die Betrachtung der Einzelanlage mit Standard-Hersteller, Standard-Nutzer sowie Standard-Planer/Installateur ergibt keine wesentlichen Unterschiede im Verlauf der Kurven, in Bezug auf die in Kapitel 5.3 dargestellten Abbildungen. Abweichungen zeigen sich jedoch bei den Jahresmittelwerten beider Gebäude, diese werden in Tabelle A.2 aufgezeigt und anschließend analysiert.

Die Unterschiede zwischen EFHD und EFHN resultieren aus der geringeren Heizlast des Neubaus. Obwohl dieses Gebäude deutlich größer ist, benötigt es im Jahresdurchschnitt, bezogen auf das EFHD, 40,0 % weniger Heizenergie pro Tag. Die thermisch übertragene Energie zur Trinkwassererwärmung bleibt durch den gleichen Nutzer-Typ unverändert. Die Auslastung der Wärmepumpenanlage sinkt beim Neubau auf nur noch 18,6 % ab. Die theoretische Auslastung bei einer Außentemperatur von -12°C beträgt 61,4 %. Damit wäre die Anlage deutlich überdimensioniert. Die JAZ des EFHD ist um 4,3 % größer als die JAZ des Neubaus, wohingegen die JAZ_{Komp} um 2,8 % kleiner ist. Die kleinere JAZ_{Komp} leitet sich aus den um $2,7^{\circ}\text{C}$ niedrigeren Heizkreistemperaturen des Neubaus ab. Das EFHD kann dennoch eine höhere Arbeitszahl erreichen, da der Anteil der Heizwärme an der gesamten Wärmeproduktion bei 86,3 % liegt. Das EFHN erreicht hierbei nur 78,9 %. Die Heizkreis-Vorlauftemperatur des Neubaus kann weiter gesenkt werden, da eine geringere Heizleistung für das besser gedämmte Gebäude benötigt wird.

Parameter	Einheit	EFHD	EFHN
ø thermische Energie Heizung	kWh/d	49,4	29,6
ø thermische Energie Trinkwasser	kWh/d	7,9	7,9
ø thermische Energie Sole	kWh/d	51,4	33,6
ø elektrische Energie Kompressor	kWh/d	10,9	6,9
ø elektrische Energie Heizstab	kWh/d	0,2	0,2
ø elektrische Energie Sekundärpumpen	kWh/d	3,4	2,8
ø Auslastung der Wärmepumpenanlage	%	27,3	18,6
theoretische Auslastung bei $T_{Aussen} = -12^{\circ}\text{C}$	%	90,8	61,4
JAZ	—	3,73	3,57
JAZ_{Komp}	—	5,28	5,43
ø Vorlauftemperatur Heizbetrieb	$^{\circ}\text{C}$	31,5	28,8
ø Rücklauftemperatur Heizbetrieb	$^{\circ}\text{C}$	26,8	24,3
ø Laufzeit Heizbetrieb	min/d	338	212
ø Vorlauftemperatur Warmwasserbetrieb	$^{\circ}\text{C}$	52,0	52,0
ø Rücklauftemperatur Warmwasserbetrieb	$^{\circ}\text{C}$	47,3	47,3
ø Laufzeit Warmwasserbetrieb	min/d	55	54
ø Vorlauftemperatur Wärmequelle	$^{\circ}\text{C}$	-0,5	1,2
ø Rücklauftemperatur Wärmequelle	$^{\circ}\text{C}$	3,4	4,9
ø Laufzeit Wärmequelle	min/d	395	268

Tabelle A.2: Jahresmittelwerte eines durchschnittlichen Einfamilienhauses (EFHD) und eines Neubaus (EFHN) in Deutschland bei Standard-Hersteller, Standard-Planer/Installateur und Standard-Nutzer

A.1.3 Auswertung Anlagenpark - EFHN

Jahresarbeitszahl - EFHN

Tabelle A.3 listet die JAZ in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur von EFHD und EFHN auf. Im Schnitt reduziert sich die JAZ aller Neubauten auf 3,36. Die effizienteste Anlage erreicht eine JAZ von 4,24 die ineffizienteste 2,45.

Die JAZ im Neubau verschlechtert sich aufgrund des höheren Anteils der Trinkwasserenergie an der Gesamtenergie. Liegt dieser Anteil beim EFHD im Mittel aller Anlagen noch bei 15,2 %, vergrößert er sich beim Neubau auf 23,0 %. Werden die Arbeitszahlen von Trink- und Heizwasseraufbereitung einzeln aufgeschlüsselt, so erzielt der Neubau Werte von $JAZ_{TWB} = 2,28$ und $JAZ_{HWB} = 4,56$, und das durchschnittliche Einfamilienhaus von $JAZ_{TWB} = 2,23$ und $JAZ_{HWB} = 4,37$. Die Arbeitszahl für die Trinkwasseraufbereitung ändert sich demnach kaum, die für die Heizwasseraufbereitung wird beim Neubau durch die reduzierten Vorlauftemperaturen im Heizkreis sogar höher. Obwohl die jeweilige Einzeleffizienz gestiegen ist, ergibt sich im Jahresmittel eine schlechtere Gesamtarbeitszahl. Dies

ist ein weiterer Beleg für die mangelnde Aussagekraft von Arbeitszahlen.

Die niedrigste Arbeitszahl wird bei beiden Gebäuden vom schlechten Hersteller, komfortorientierten Nutzer und guten Planer/Installateur erzielt. Die höchste Arbeitszahl wird beim EFHD vom guten Hersteller, kostenorientierten Nutzer und schlechten Planer/Installateur erreicht, beim EFHN hingegen vom Standard-Nutzer. Dies liegt an dem gestiegenen Einfluss der Trinkwasseraufbereitung auf die JAZ .

Einflussfaktor			Einheit	JAZ_{HWB}		JAZ_{TWB}		JAZ	
				EFHD	EFHN	EFHD	EFHN	EFHD	EFHN
Ml	Um	Pl	—	4,52	4,74	2,32	2,36	3,79	3,60
Ms	Um	Pl	—	4,93	5,15	2,57	2,62	4,13	3,91
Mh	Um	Pl	—	5,31	5,52	2,81	2,87	4,45	4,20
Ml	Us	Pl	—	4,40	4,58	2,43	2,48	3,79	3,64
Ms	Us	Pl	—	4,78	4,95	2,69	2,74	4,13	3,95
Mh	Us	Pl	—	5,14	5,30	2,94	3,00	4,45	4,24
Ml	Uc	Pl	—	4,43	4,62	2,12	2,16	3,36	3,00
Ms	Uc	Pl	—	4,81	4,99	2,33	2,38	3,66	3,25
Mh	Uc	Pl	—	5,17	5,33	2,53	2,59	3,93	3,48
Ml	Um	Ps	—	4,04	4,22	2,06	2,10	3,43	3,28
Ms	Um	Ps	—	4,40	4,58	2,28	2,32	3,74	3,56
Mh	Um	Ps	—	4,74	4,91	2,49	2,54	4,03	3,83
Ml	Us	Ps	—	3,97	4,14	2,15	2,20	3,42	3,29
Ms	Us	Ps	—	4,31	4,49	2,38	2,43	3,73	3,57
Mh	Us	Ps	—	4,64	4,80	2,60	2,66	4,02	3,84
Ml	Uc	Ps	—	3,98	4,14	1,88	1,93	3,02	2,69
Ms	Uc	Ps	—	4,32	4,46	2,07	2,12	3,29	2,92
Mh	Uc	Ps	—	4,65	4,77	2,25	2,31	3,54	3,13
Ml	Um	Ph	—	3,68	3,87	1,76	1,79	3,10	2,97
Ms	Um	Ph	—	4,01	4,21	1,94	1,98	3,38	3,23
Mh	Um	Ph	—	4,32	4,52	2,12	2,17	3,65	3,48
Ml	Us	Ph	—	3,61	3,80	1,84	1,88	3,09	2,98
Ms	Us	Ph	—	3,93	4,12	2,04	2,08	3,37	3,24
Mh	Us	Ph	—	4,23	4,42	2,22	2,27	3,63	3,49
Ml	Uc	Ph	—	3,62	3,86	1,61	1,65	2,73	2,45
Ms	Uc	Ph	—	3,93	4,18	1,77	1,82	2,97	2,66
Mh	Uc	Ph	—	4,22	4,48	1,93	1,98	3,20	2,86
Mittelwert			—	4,37	4,56	2,23	2,28	3,59	3,36

Tabelle A.3: JAZ_{HWB} , JAZ_{TWB} und JAZ in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren: Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur - EFHD, EFHN

Übertragene thermische und elektrische Energie - EFHN

Tabelle A.4 zeigt die im Jahresmittel übertragene thermische und elektrische Gesamtenergie pro Tag, abhängig von den Einflussfaktoren Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur. Im Mittel aller Anlagen werden pro Tag 33,5 kWh/d thermische Energie von Wärmeerzeugern an das System übertragen. Die energieeffizienteste Anlage benötigt lediglich 30,9 kWh/d die ineffizienteste 36,0 kWh/d.

Bei allen Anlagen fallen durchschnittlich 8,6 kWh/d an thermischer Energie der Trinkwassererzeugung zu, dies entspricht auch dem Wert des EFHD. Die Unterschiede in der erzeugten thermischen Energie gehen auf den Heizwärmebedarf der Gebäude zurück. Durch den verminderten Heizwärmebedarf des Neubaus kann im Mittel aller Anlagen die Heizkreis-Vorlauftemperatur auf 27,0 °C reduziert werden, das sind 3,3 K weniger als beim EFHD. Trotz kürzerer Erdsonden führt die geringere Wärmeentnahme aus dem Erdreich zu günstigeren mittleren Randbedingungen im Solekreis. So liegt die mittlere Sole-Rücklauftemperatur aller Anlagen bei 4,9 °C, 1,4 K über der mittleren Temperatur des EFHD. Aus den günstigeren Temperaturrandbedingungen resultieren die bereits angesprochenen höheren Arbeitszahlen des Neubaus.

Hat die Wärmepumpenanlage des schlechten Herstellers, komfortorientierten Nutzers und schlechten Planers/Installateurs beim EFHD noch den höchsten thermischen Energieverbrauch, so wechselt dies beim Neubau zum Standard-Nutzer. Dies ist auf die definierten Bilanzgrenzen zurückzuführen. Als thermische Energie wird nur die direkt vom Bewohner genutzte Energie bezeichnet, also die tatsächlich gezapfte thermische Trinkwasserenergie, sowie die durch den Heizkreis übertragene Heizenergie. Vernachlässigt wird der thermische Verlust aus Speichern und Trinkwasserleitungen. Durch die aktivierte Trinkwasser-Zirkulationspumpe ist der thermische Verlust in der Trinkwasserringleitung beim komfortorientierten Nutzer mit 3,2 kWh/d jedoch erheblich. Da die Leitungen innerhalb des Gebäudes verlegt sind, ist dies nicht als Verlust an die Umgebung zu sehen, sondern als Wärmege Gewinn für die angrenzenden Räume. In Summe verbraucht der komfortorientierte Nutzer also mehr thermische Energie als der Standard-Nutzer. Auch die Systeme mit dem geringsten thermischen Energieverbrauch unterscheiden sich. Sind beim EFHD noch der gute Hersteller, kostenorientierte Nutzer und gute Planer/Installateur die mit dem geringsten thermischen Energieverbrauch, so ergibt sich beim Neubau eine Änderung beim Faktor Planer/Installateur auf den Standard-Typ. Nach den definierten Heizkurven liegt bis zu einer Außentemperatur von 0 °C die Kurve des Standard-Planers/Installateurs unter der des

guten Planers/Installateurs. Da am Standort Stuttgart nur 39 Tage eine niedrigere mittlere Außentemperatur als 0°C erreichen, ist der thermische Energieverbrauch des Standard-Planers/Installateurs niedriger als der des guten Planers/Installateurs.

Die elektrische Energieaufnahme des Neubaus sinkt entsprechend dem reduzierten thermischen Energieverbrauch. Beide Gebäude zeigen für die selben Einflussfaktoren Minima und Maxima.

Einflussfaktoren			Einheit	Thermische Energie		Elektrische Energie	
				EFHD	EFHN	EFHD	EFHN
Ml	Um	Pl	kWh/d	48,3	31,3	12,7	8,7
Ms	Um	Pl	kWh/d	48,3	31,3	11,7	8,0
Mh	Um	Pl	kWh/d	48,3	31,3	10,9	7,4
Ml	Us	Pl	kWh/d	55,6	36,0	14,7	9,9
Ms	Us	Pl	kWh/d	55,6	36,0	13,5	9,1
Mh	Us	Pl	kWh/d	55,6	36,0	12,5	8,5
Ml	Uc	Pl	kWh/d	57,2	35,2	17,0	11,7
Ms	Uc	Pl	kWh/d	57,2	35,2	15,6	10,8
Mh	Uc	Pl	kWh/d	57,2	35,2	14,5	10,1
Ml	Um	Ps	kWh/d	48,1	30,9	14,0	9,4
Ms	Um	Ps	kWh/d	48,1	30,9	12,9	8,7
Mh	Um	Ps	kWh/d	48,1	30,9	11,9	8,1
Ml	Us	Ps	kWh/d	54,3	34,5	15,9	10,5
Ms	Us	Ps	kWh/d	54,3	34,5	14,6	9,7
Mh	Us	Ps	kWh/d	54,3	34,5	13,5	9,0
Ml	Uc	Ps	kWh/d	55,8	33,7	18,4	12,5
Ms	Uc	Ps	kWh/d	55,8	33,7	16,9	11,6
Mh	Uc	Ps	kWh/d	55,7	33,7	15,7	10,8
Ml	Um	Ph	kWh/d	47,5	31,0	15,3	10,4
Ms	Um	Ph	kWh/d	47,4	31,0	14,0	9,6
Mh	Um	Ph	kWh/d	47,4	31,0	13,0	8,9
Ml	Us	Ph	kWh/d	53,7	34,8	17,4	11,7
Ms	Us	Ph	kWh/d	53,7	34,8	15,9	10,7
Mh	Us	Ph	kWh/d	53,6	34,8	14,8	10,0
Ml	Uc	Ph	kWh/d	55,5	33,9	20,4	13,8
Ms	Uc	Ph	kWh/d	55,5	33,9	18,7	12,7
Mh	Uc	Ph	kWh/d	56,1	33,9	17,5	11,8
Mittelwert			kWh/d	52,9	33,5	15,0	10,2

Tabelle A.4: Thermisch und elektrisch übertragene Gesamtenergie des Systems in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren: Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur - EFHD, EFHN

Kompressor Lebensdauer und jährliche Gesamtkosten - EFHN

Tabelle A.5 zeigt die Lebensdauer des Kompressors und jährlichen Gesamtkosten der Wärmepumpenanlage in Abhängigkeit von Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur. Die mittlere Lebensdauer des Kompressors in allen Anlagen liegt bei 16,7 Jahren. Die kürzeste Kompressorlebensdauer wird mit 14,0 Jahren berechnet, die längste mit 21,2 Jahren.

Einflussfaktoren			Einheit	Lebensdauer		Gesamtkosten	
				EFHD	EFHN	EFHD	EFHN
Ml	Um	Pl	a; Euro/a	19,4	18,0	2264	1963
Ms	Um	Pl	a; Euro/a	19,5	18,0	2181	1911
Mh	Um	Pl	a; Euro/a	19,5	18,1	2119	1870
Ml	Us	Pl	a; Euro/a	14,7	14,4	2654	2261
Ms	Us	Pl	a; Euro/a	14,8	14,5	2562	2202
Mh	Us	Pl	a; Euro/a	14,9	14,5	2484	2154
Ml	Uc	Pl	a; Euro/a	13,4	14,0	2949	2449
Ms	Uc	Pl	a; Euro/a	13,4	14,0	2843	2381
Mh	Uc	Pl	a; Euro/a	13,5	14,0	2759	2325
Ml	Um	Ps	a; Euro/a	19,9	17,5	2282	1978
Ms	Um	Ps	a; Euro/a	20,0	17,5	2192	1920
Mh	Um	Ps	a; Euro/a	20,1	17,5	2121	1874
Ml	Us	Ps	a; Euro/a	17,1	15,4	2543	2169
Ms	Us	Ps	a; Euro/a	17,2	15,4	2441	2105
Mh	Us	Ps	a; Euro/a	17,2	15,5	2361	2054
Ml	Uc	Ps	a; Euro/a	15,1	14,3	2865	2411
Ms	Uc	Ps	a; Euro/a	15,2	14,3	2748	2336
Mh	Uc	Ps	a; Euro/a	15,2	14,3	2655	2278
Ml	Um	Ph	a; Euro/a	26,8	21,1	2167	1880
Ms	Um	Ph	a; Euro/a	27,0	21,2	2069	1815
Mh	Um	Ph	a; Euro/a	27,2	21,2	1990	1762
Ml	Us	Ph	a; Euro/a	23,3	18,5	2407	2070
Ms	Us	Ph	a; Euro/a	23,5	18,6	2298	1996
Mh	Us	Ph	a; Euro/a	23,6	18,6	2207	1936
Ml	Uc	Ph	a; Euro/a	19,6	16,6	2763	2328
Ms	Uc	Ph	a; Euro/a	19,7	16,8	2633	2240
Mh	Uc	Ph	a; Euro/a	20,1	16,8	2537	2172
Mittelwert			a; Euro/a	19,0	16,7	2448	2105

Tabelle A.5: Lebensdauer Kompressors und jährlichen Gesamtkosten Wärmepumpenanlage, Abschreibung über 15 Jahre mit Anlagenrestwerten, in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren: Hersteller, Nutzer und Planer/Installateur - EFHD, EFHN

Durch die geringere Speicherkapazität und Heizlast des Neubaus verändert sich die Betriebsweise der Wärmepumpenanlage. Im Vergleich zum durchschnitt-

lichen Einfamilienhaus verringert sich die jährliche Kompressorlaufzeit um 827 h Stunden auf nur noch 1351 h/a. Im Gegensatz dazu steigt die Anzahl der An/Aus-Zyklen des Kompressors pro Jahr um 353 auf 3036 1/a Zyklen. Daraus resultiert im Mittel aller Anlagen eine verringerte Lebensdauer des Kompressors um 2,3 a.

Trotz der kürzeren Kompressorlebensdauer der Wärmepumpe im Neubau, können aufgrund des geringeren Energieverbrauches Kosten eingespart werden. Bei allen Anlagen muss durchschnittlich mit Gesamtkosten von 2105 Euro/a gerechnet werden. Die günstigste Anlage wird mit 1762 Euro/a veranschlagt, die teuerste mit 2449 Euro/a. Dabei entsprechen die günstigste und die teuerste Anlage jeweils der Wärmepumpe mit der längsten und kürzesten Lebensdauer.

Die Extrema der Lebensdauer und jährlichen Gesamtkosten werden in beiden Gebäuden bei gleichen Einflussfaktoren erreicht.

A.2 Direkte Nutzung von Trinkwarmwasser in Haushaltsgeräten

Zuletzt soll bewertet werden, wie groß das Einsparpotential für Haushaltsgeräte ist, wenn diese durch die Wärmepumpe aufbereitetes Warmwasser nutzen. Als repräsentative Geräte wurden eine Waschmaschine, ein Geschirrspüler, ein Wasserkocher und eine Kaffeemaschine ausgewählt. In Tabelle A.6 aufgelistet sind typische Betriebsparameter der betrachteten Haushaltsgeräte.

Variable	Einheit	Waschmaschine	Geschirrspülmaschine	Wasserkocher	Kaffeemaschine
Cyklen pro Jahr	1/a	164	220	365	365
Wassermenge pro Cyclus	kg	50	10	1	1
Warmwasseranteil an Gesamtmenge	%	30	20	100	100
Mittlere Warm- wassertemperatur	°C	45	57,5	95	92

Tabelle A.6: Typische Betriebsparameter von Haushaltsgeräten

Verglichen wurden zwei Verfahren zur Erwärmung des Trinkwassers. Das erste entspricht dem aktuellen Stand der Technik, wobei als Wasserquelle für die Haushaltsgeräte der Kaltwasseranschluss direkt dient. Die gesamte Wassermenge muss hierbei durch den elektrischen Heizstab erwärmt werden. Das zweite Verfahren nutzt den Trinkwasserspeicher als Wasserquelle und gleicht lediglich den

Temperaturunterschied zwischen Nutz- und Speichertemperatur mit einem elektrischen Heizstab aus. Für den Heizstab wurden 98 % Effizienz angesetzt und die Wärmepumpe entspricht dem in Kapitel 4.3.3 vorgestellten Kennlinienmodell einer 9 kW-Wärmepumpe. Die Energiepreise stimmen mit den in Kapitel 5.4.4 definierten Werten überein.

Abbildung A.1 stellt das jährliche Einsparungspotential durch die Nutzung von Trinkwasser aus dem Speicher, gegenüber dem konventionellen Verfahren dar. Das Einsparungspotential ist in Abhängigkeit von der Speichertemperatur aufgetragen und nur auf der Basis der Energiekosten ermittelt. Etwaige Zusatzkosten durch eine aufwändigere Installation oder höhere Gerätepreise finden keine Beachtung. Zudem wird nicht bewertet, ob und welche Auswirkungen die veränderte Speichertemperatur auf den regulären Trinkwasserbetrieb hat.

Obwohl der Wasserkocher und die Kaffeemaschine täglich zum Einsatz kommen bergen sie nur ein geringes Einsparpotential von jeweils maximal 3,38 Euro/a bei einer Speichertemperatur von 63,6 °C. Die Geschirrspülmaschine erzielt eine maximale Einsparung bei einer Speichertemperatur von 57,5 °C mit 9,93 Euro/a. Das größte Potential birgt die Waschmaschine mit maximal 18,31 Euro/a bei einer Speichertemperatur von 45 °C. Geschirrspülmaschine und Waschmaschine zeigen ein Maximum bei den angenommenen Systemtemperaturen, da mit steigender Temperatur der *COP* der Wärmepumpe schlechter wird und die höhere Temperatur nicht mehr nutzbar ist. Werden alle Geräte gleichzeitig an den Warmwasserspeicher angeschlossen, so können bei einer Speichertemperatur von 54,0 °C maximal 32,77 Euro/a eingespart werden.

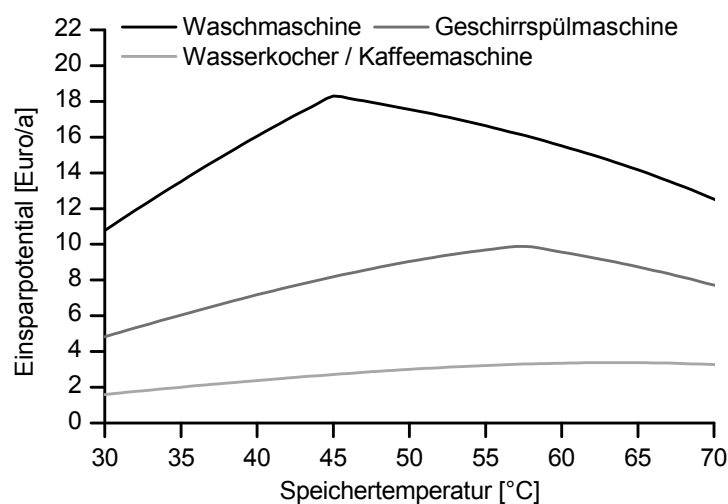


Abbildung A.1: Jährliches Einsparpotential von Haushaltsgeräten bei Nutzung von Warmwasser aus der Wärmepumpe in Abhängigkeit der Trinkwasserspeichertemperatur.

Abschließend kann festgestellt werden, dass sich die Nutzung von Warmwasser aus dem Trinkwasserspeicher für Haushaltsgeräte nicht lohnt, werden die zusätzlichen Geräte- und Installationskosten gegen gerechnet. Die Ursache dafür sind der geringe Wasserverbrauch und die niedrigen Betriebstemperaturen der Haushaltsgeräte, welche auch in Zukunft noch weniger Einsparungspotential bieten, da die Geräte immer effizienter entwickelt werden.